

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta Strojní

Katedra energetiky

Návrh proudového kompresoru pro odsávání vysokopecního plynu

Design of the Current Compressor for the Extraction of Blast Furnace
Gas

Autor práce: Bc. Richard Wenzel

Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík CSc.

2017

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Richard Wenzel

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Návrh proudového kompresoru pro odsávání vysokopecního plynu
Design of the Current Compressor for the Extraction of Blast Furnace Gas

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Vypočtete a konstrukčně zpracujete návrh proudového kompresoru na základě těchto zadaných parametrů:
Nasávané medium - vysokopecní plyn o hmotnostním průtoku 0,5 kg/s, přetlaku 101 500 Pa a teplotě 40 °C.

Pracovní medium - přehřátá pára o přetlaku 18 barů a teplotě 285 °C.

Výstupní prostředí je charakterizováno přetlakem 170 000 Pa.

V konstrukční části nakreslete sestavný výkres proudového kompresoru a dílenský výkres dýzy, která bude vůči směšovací komoře nastavitelná.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLARČÍK, K.; KAMINSKÝ, J.; PUMPRLA, O. Kompresory. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.

KOLARČÍK, K. Proudové kompresory. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1994. 34 s. ISBN 80-7078-212-9.

KALČÍK, J.: Technická termodynamika. Academia, Praha 1973.

BAEHR, H.,D.: Termodynamik. Springer-Verlag, Berlin /Heidelberg/ New York 1966.

HIBŠ, M.: Proudové přístroje. SNTL Praha 1981, 183 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením
vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Richard Wenzel

Podlesí 1229/8, Karviná – Ráj

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

WENZEL, R. *Návrh proudového kompresoru pro odsávání vysokopecního plynu: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra energetiky, 2017, 50 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem proudového kompresoru. První část je teoretická. Zahrnuje stručný popis výroby železa, dále rozbor teorie proudových kompresorů a stavových změn uskutečňující se v něm. Druhá část se zabývá již samotným konstrukčním návrhem kompresoru, pro odsávání vysokopecního plynu, kde hnacím médiem je přehřátá pára. Výsledkem práce jsou navržené rozměry jednotlivých částí kompresoru a množství hnacího média. Součástí je kompletní výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

WENZEL, R. *Design of the Current Compressor for the Extraction of Blast Furnace Gas: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2017, 50 p. Thesis Head: Kolarčík, K.

The master thesis is dealing with design of the current compressor. The first part is theoretical. It comprises a brief description of iron production, an analysis of current compressor theory and state changes in one. The second part is dealing with the design of the compressor itself, for the extraction of blast furnace gas, where the driving medium is superheated steam. The results of the work are the proposed dimensions of the individual parts of the compressor and the quantity of driving medium. Complete drawing documentation is included.

Klíčová slova

proudový kompresor, návrh, dýza, Lavalova, ejektor, difuzor

Key words

current compressor, jet pump, design, nozzle, Laval, ejector, jet pump, diffuser

Obsah

1. Úvod.....	- 10 -
2. Výroba surového železa.....	- 11 -
2.1. Popis vysoké pece s příslušenstvím	- 11 -
2.2. Vysokopecní vsázka.....	- 12 -
2.2.1 Železná ruda	- 12 -
2.2.2 Palivo.....	- 13 -
2.2.3 Struskotvorné přísady.....	- 13 -
2.3. Produkty vysoké pece.....	- 13 -
2.3.1. Surové železo	- 13 -
2.3.2. Vysokopecní plyn.....	- 13 -
2.3.3. Vysokopecní struska	- 14 -
3. Popis proudových kompresorů	- 14 -
4. Hlavní části proudových kompresorů a princip činnosti	- 15 -
4.1 Dýza	- 17 -
4.1.1. Zúžená dýza.....	- 18 -
4.1.2. Lavalova dýza.....	- 19 -
4.2 Směšovací komora	- 20 -
4.3 Difuzor	- 21 -
5. Charakteristika proudových kompresorů	- 21 -
6. Regulace proudových kompresorů.....	- 23 -
7. Účinnost proudových kompresorů	- 24 -
8. Návrh proudového kompresoru	- 25 -
8.1. Aplikace proudového kompresoru pro odsávání VP.....	- 25 -
8.2. Výpočet	- 26 -
8.2.1 Určení bodů pro i-s diagram ideálního kompresoru.....	- 26 -
8.2.2 Výpočet hmotnostního toku pracovního média pro ideální kompresor	- 31 -
8.2.3 Výpočet dýzy.....	- 32 -
8.2.4 Výpočet směšovací komory	- 36 -
8.2.5 Výpočet difuzoru.....	- 38 -
8.2.6 Výpočet přívodních potrubí	- 39 -
8.2.7 Výpočet výstupního potrubí	- 40 -
8.2.8 Skutečný kompresor	- 41 -

8.3.	Účinnost kompresoru	- 45 -
8.4.	Souhrnné parametry proudového kompresoru	- 46 -
8.5.	Konstrukce kompresoru	- 48 -
9.	Závěr	- 49 -
10.	Seznam použité literatury	- 50 -
11.	Seznam příloh.....	- 50 -

Seznam veličin, symbolů a zkratek

Označení veličin a jednotek

Ma	Machovo číslo	[-]
S	plocha průřezu	[m ²]
T	teplota	[K]
a	rychlost zvuku v daném prostředí	[m · s ⁻¹]
c	rychlost proudění	[m · s ⁻¹]
c _p	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
c _v	měrná tepelná kapacita za stálého objemu	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
d	průměr	[m ²]
i	entalpie	[kJ · kg ⁻¹]
l	délka	[m]
\dot{m}	hmotnostní tok	[kg · s ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
r	měrná plynová konstanta	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
s	entropie	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
t	teplota	[°C]
t _l	přesah	[m]
α	úhel zúžení Lavalovy dýzy	[°]
β	úhel rozšíření Lavalovy dýzy	[°]
γ	úhel rozšíření difuzoru	[°]
η	účinnost	[-]
κ	adiabatický exponent	[-]
λ	součinitel tření	[-]

μ	ejekční součinitel	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
ρ	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$

Dolní indexy

0	týkající se nasávané látky
1	stav před expanzí
2	stav za expanzí
3	stav ve směšovací komoře
4	stav před difuzorem
5	stav za difuzorem, výstupní prostředí
dáno	zadáno
dif	difuzor
ie	izoentropicky
KR, krit	kritický
n	normální
PP	přívodní potrubí
přiv	přivedené
sm	smíšení
tl	týkající se tlaku
využ	využitelné
z	ztráta

Horní indexy

(0), 0	týkající se nasávané látky
--------	----------------------------

1. Úvod

Pojem proudový kompresor, je veřejnosti velkým neznámým, jak jsem zjistil z vyptávání mých přátel. Většina si představila klasický pístový kompresor, který je rozšířen nejvíce a mnoho lidí se s ním setkalo, byť jen jako s pomocníkem při foukání pneumatik u auta. Nicméně tento kompresor dobře poslouží jako představa pro další vysvětlení.

Obecně je kompresor sekundární energetický stroj, který slouží k přeměně energií, přičemž výsledkem je tlaková síla. Rozdělit je lze podle principu pracovního procesu (stlačování). U pístového kompresoru dochází k nárůstu tlakové energie na úkor změny objemové energie, respektive změnou pracovního prostoru, a patří do skupiny objemových kompresorů. Druhá skupina jsou kompresory dynamické, kde patří i proudový kompresor. Zde dochází k nárůstu tlakové energie na úkor hybnosti proudu plynu. Jedná se o zcela jiný princip, než je tomu u objemových kompresorů. Rozdíl spočívá v absenci jakýchkoliv pohybujících se součástí, např. pístu či lamel. V jednoduchosti si lze proudový kompresor představit jako potrubí se dvěma přírodními potrubími. Jedním potrubím proudí nasávané, neboli hnané médium, druhým potrubím proudí pracovní (hnací) médium, které je zdrojem veškeré energie. Hnací médium, v mém případě přehřátá pára o určitém tlaku a teplotě, vstupuje do dýzy, která je součástí kompresoru. Dýza je strojní součást, která způsobí nárůst rychlosti proudění a zároveň pokles tlaku na jejím výstupu. Tento tlak je menší, než tlak nasávaného média, a tímto rozdílem se uvede nasávané médium do pohybu.

Na začátku práce se i okrajově zabývám výrobou surového železa, při které vzniká vysokopecní plyn. Dále již následuje podrobnější popis proudového kompresoru. Jsou uvedeny všechny jeho části a popsány stavové změny, které se v nich uskutečňují.

Cílem mé diplomové práce je konstrukčně navrhnout proudový kompresor pro odsávání vysokopecního plynu z materiálových komor při výrobě surového železa. Tento návrh je podmíněn výpočtem, který jsem se snažil řadit logicky za sebou. Součástí práce je výkresová dokumentace kompresoru.

2. Výroba surového železa

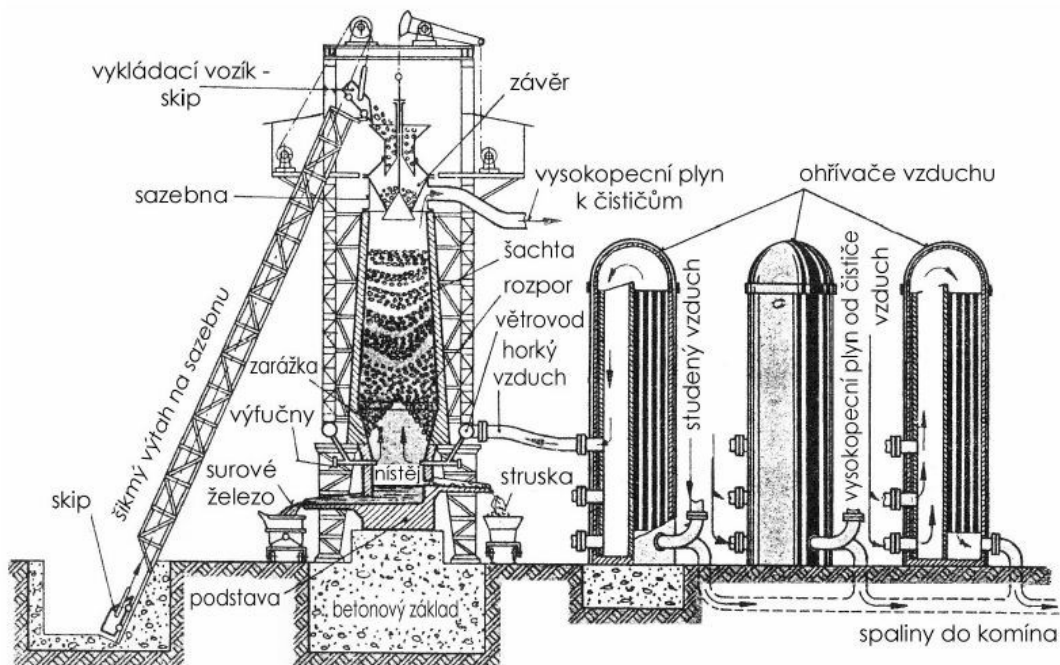
Výroba surového železa se koná ve vysoké peci. Za vysokých teplot dochází k redukci železných rud oxidem uhelnatým, případně uhlíkem a uvolňuje se čisté železo. Po zuhličení se stane surovým. Pro tento proces je potřeba vhodné palivo a tím je vysokopeční koks. Mimo něj je nutno přivádět do vysoké pece struskotvorné přísady (např. vápenec CaCO_3). Ty usnadňují roztavení hlušiny z rud a popela z paliva. Vzniká struska, která se dá snadno z pece odvézt.

Obecně je surové železo slitinou železa a uhlíku s obsahem uhlíku nad 2%. Surová železa se dělí na ocelářskou, která jsou vhodná pro zpracování na ocel, a na surová železa slévářská, z kterých se přetavováním vyrábí litina. [6]

2.1. Popis vysoké pece s příslušenstvím

Vysoká pec je vysoká zhruba 30-40 m, profil pece má tvar dvou komolých kuželů postavených na sebe většími základnami. Horní kužel je delší než spodní a nazývá se šachta, spodní se nazývá zarážka. Mezi těmito částmi je krátká válcová část zvaná rozpor, který je nejširším místem pece. Zarážka pak přechází v nejnižší část pece a to nístěj. Ve spodní části zarážky ústí do pece výfučny, kterými proudí do pece ohřátý vzduch. Na dně nístěje se nachází odpichový otvor, kterým se vypouští surové železo. Ve výšce mezi výfučnami a odpichovým otvorem surového železa je otvor pro odvod tekuté strusky. V nejvyšší části pece se nachází sazebna. Do ní se pomocí výtahem (skipem) dopravuje zavážka (ruda, palivo, struskotvorné přísady). Na sazebně je uzávěr, kterým se pec plní zavážkou a zároveň zabraňuje unikání vysokopečního plynu do okolí. [2]

Celá pec je vyzděná žáruvzdornou vyzdívkou, zejména dno a stěny nístěje musí být dobře udusány z důvodu dosahování nejvyšších teplot a tlaků v celé peci. Nístěj se zarážkou je chlazena vodou. Šachta je vyzděna samostatně, takže nesouvisí s ostatním zdivem a může se teplem volně roztahovat. Vysoké pece bývají v provozu nepřetržitě minimálně 10 let, poté je provedena generální oprava. [2,7]



Obr. 2. 1. Vysoká pec s příslušenstvím [2]

2.2. Vysokopeční vsázka

Složení vysokopeční vsázky závisí na materiálové bilanci vsázkových surovin a očekávaných produktech. Do sazebny se vsázka dopravuje pomocí skipu. Dnes se používá tzv. bezzvonová sazebna tvořena dvěma materiálovými komorami. Pojízdná násypka určuje, která komora se bude plnit. Jednotlivé vsázkové suroviny se uvádí v měrných jednotkách, přepočteny na jednotku vyrobeného surového železa. [6,7]

Mimo suroviny obsaženy ve vsázce, je nutno dodávat do pece vzduch (z důvodu velké proudící rychlosti se mu říká vítr), v němž je obsažený kyslík potřebný k hoření paliva. Nadále vzduch napomáhá k udržování konzistence vsázky (víření) a zabraňuje spečení na dně pece. Moderní pec spotřebuje za 24 hodin až 15 500 tun vzduch. K dosažení přenosu vzduchu se využívají dmychadla nebo parní turbokompresory. Pro dosažení vyšších žárů v peci a úspory koksu se vzduch přehřívá v Cowperových ohřivačích až na teplotu 950 °C. [2,7]

2.2.1 Železná ruda

Železná ruda je nerost, z kterého se získává surové železo. Nejčastěji se zpracovávají tyto druhy: magnetovec, krevet, hnědel a ocelek. Před zavezením rudy do pece je nutno provést několik technologických procesů: upravit velikost v drtičích, zbavit se hlušin (případně vody a síry, tento proces se nazývá pražení) v magnetických třidičích. Do vsázky se také přidávají ocelové odpady (okuje, kyzové výpražky,

vysokopeční prach). Drobná a prachová ruda se dá spojit ve větší celky spékáním (aglomerací) nebo slisováním. [2]

2.2.2 Palivo

Palivo musí být dostatečně pevné, nespékavé, s malým obsahem síry a vysokou výhřevností. Dodává teplo pro hutní proces, uhlík nebo oxid uhelnatý nutný pro redukci železných rud a tím vzniku surového železa. Nejvíce se využívá vysokopeční koks vyráběn z ostravského černého uhlí. Do určité míry je koks možno nahradit palivy v tekutém či plynném stavu (olej, zemní plyn). Množství paliva, které se určuje matematickými modely nebo z tepelné bilance vysokopečního procesu, závisí na složení surovin v sázce a na jejich jakosti, parametrech vysoké pece a na požadované jakosti a složení surového železa. [2,6]

2.2.3 Struskotvorné přísady

Struskotvorné přísady jsou voleny dle povahy rudných hlušín, ty jsou většinou kyselé, a proto se využívá zásaditá přísada (vápenec, dolomit). Během přechodu do tuhé fáze vytváří strusku (s optimálním chemickým složením a technologickými vlastnostmi), která váže hlušínové složky a nežádoucí příměsi. [6]

2.3. Produkty vysoké pece

2.3.1. Surové železo

Základním produktem vysoké pece je samozřejmě surové železo. Jedná se o roztok železa a uhlíku, spolu s dalšími prvky jako mangan, fosfor. Složení je však závislé na složení vsázky a chodu vysoké pece. Odvádí (odpichuje) se ze dna níže v intervalech 3 – 6 hodin (dle bohatosti rud). Vypouští se buď do pánví, v kterých se dopravuje do ocelárny (výroba oceli) a jedná se o bílé surové železo, nebo na slévací pole, kde tuhne ve formách (slévárenské železo) a jedná se o šedé. [2]

2.3.2. Vysokopeční plyn

Vysokopeční plyn (také se používá výraz kychtový plyn) vzniká při výrobě surového železa. Vzniklý vysokopeční plyn se před zavedením do sítě musí čistit. Čištění probíhá ve dvou stupních. První stupeň zahrnuje odloučení hmotných částic v suchém

cyklonu. Ve druhém stupni se odlučují hmotné částice včetně uhlíku, kyanidů a čpavku pomocí mokrých skrubrů. Samostatně se plyn používá k vyhřívání Cowperových ohříváčů. Plyn lze také skladovat a po obohacení koksárenským a zemním plynem použít jako palivo v závodu pro pohon plynových motorů. [1,2,7]

2.3.3. Vysokopecní struska

Vzniká z hlušin, která je součástí rud, z popela a ze struskotvorných přísad. Jsou to oxidy, které nezredukovaly na kov. Z pece je odváděna jako kompaktní tavenina. Využívá se k výrobě šterku, cementu, a izolační vlny. [2]

3. Popis proudových kompresorů

Proudové kompresory jsou sekundární energetické stroje. Používají se ke stlačování (vytlačování) nebo dopravě plynů a par. Pro nasávající proudové kompresory se užívá název ejektory, pro stlačující injektory.

Konstrukčně jsou proudové kompresory velmi jednoduché, investičně nenáročné. Vyšší jakost materiálu, tedy i cena, pouze u malých součástí, vlastní těleso může být z levného kovu, plastu nebo i keramiky. Nemají žádné pohyblivé části.

Využití proudových kompresorů se příliš nedostalo v odvětví průmyslové techniky, i když v několika případech je to jediné zařízení, jímž lze odsávat. Zajímavé je použití na větrání tunelu v automobilové dopravě. Hlavním oborem, kde se využívají, je energetika. Slouží k udržování vakua v kondenzátorech parních turbín. Velice rozšířené jsou injektorové hořáky u plynových kotlů a proudová sušící zařízení. Oproti lopatkovým nebo pístovým kompresorům mohou proudové kompresory zpracovávat plyny nejenom čisté, ale i s tuhými příměsemi, např. v kotelnách parních elektráren na tuhá paliva k přepravě popela a strusky.

Podmínky výhodné aplikace:

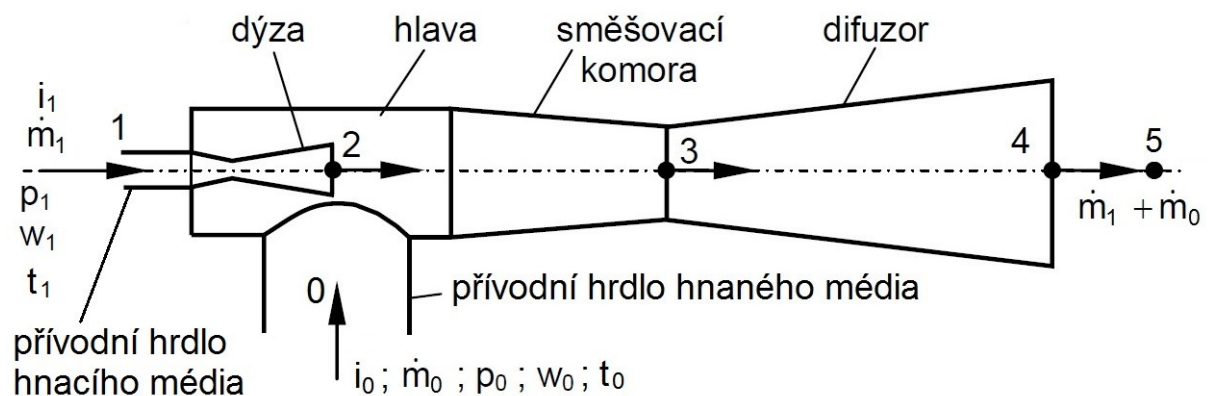
- k dispozici musí být dostatek hnacího média, používaného dominantně k jiným účelům
- zvýšené pořizovací náklady na elektromotor s kompresorem nevyvažují zisk z větší účinnosti oproti proudovému kompresoru

- jde-li o krátkodobý provoz, kde pořizovací cena zařízení má větší význam než účinnost pochodu
- vhodné pro odsávání výbušných a korozivních látek; i přes zvýšenou cenu spotřebované energie, je často levnější než ztráty možné při výbuchu látky, popř. ztráty vzniklé při výměně opotřebovaných součástí u složitějších strojů
- z důvodu jednoduché konstrukce nezávisí na čistotě dopravované látky
- i při velkých dopravovaných množstvích mají malé rozměry a váhu

Z těchto důvodů je použití přístroje ideální k odsávání vysokopecního plynu.

4. Hlavní části proudových kompresorů a princip činnosti

Proudový kompresor se skládá z 3 hlavních částí: hlava, směšovací komora a difuzor. V hlavě je umístěno přívodní hrdlo hnaného média \dot{m}_0 (vysokopecní plyn) a přívodní hrdlo hnacího média \dot{m}_1 (přehřátá pára), na jehož konci je umístěna dýza. Na obrázku 2. 1. je schématické znázornění proudového kompresoru.

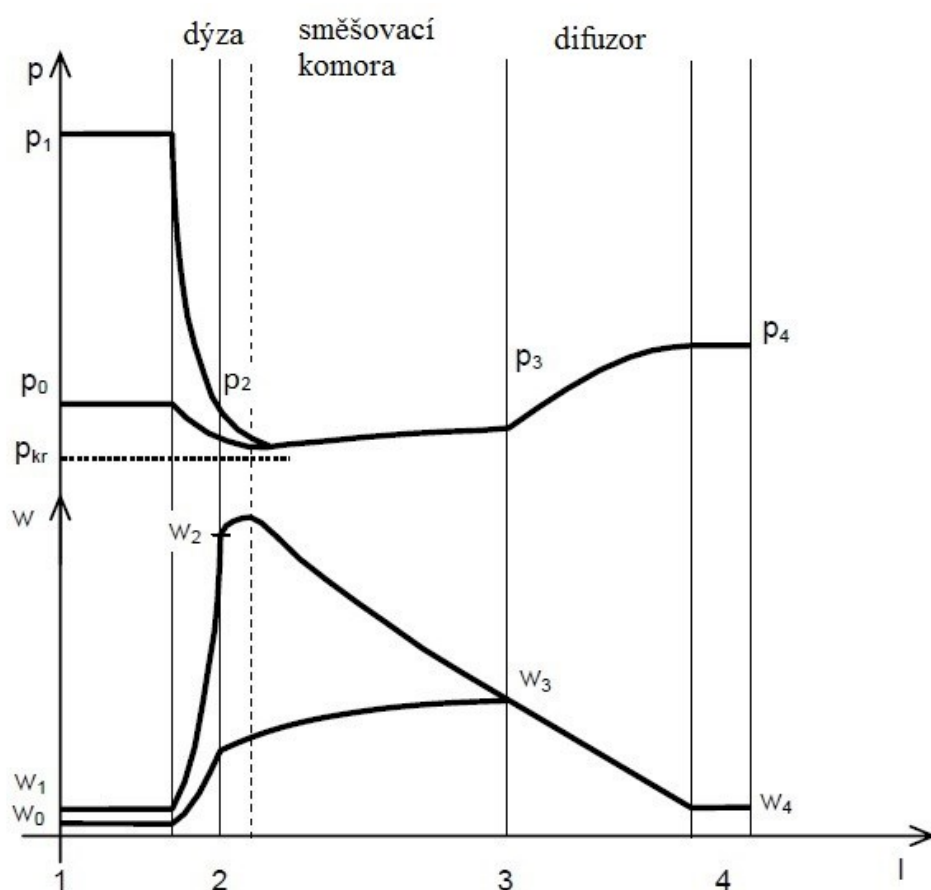


Obr. 4. 1. Schéma proudového kompresoru [3]

Pracovní médium, které je zdrojem veškeré energie pro transport nasávaného média, je přiváděno přívodním potrubím k dýze. Dýza je první funkční prvek z hlediska transformace energie. Na jejím výstupním konci dojde k urychlení proudu média a zároveň k poklesu tlaku pod hodnotu tlaku nasávané látky. Taktéž dojde k ustálení proudu před vstupem do směšovací komory. Vyvolanou změnou tlaku dojde k prisátí nasávaného (hnaného) proudu. Ve směšovací komoře dochází k turbulentnímu míšení obou proudů a část kinetické energie pracovního média se předává nasávané látce. Tento jev, důsledkem

své energetické nedokonalosti, způsobuje velké ztráty. Smíšený ustálený proud $\dot{m}_1 + \dot{m}_0$ je veden do difuzoru. Difuzor je další funkční prvek, kde dochází k transformaci energie. Principiálně dojde k opačnému procesu jako u dýzy, tzn. zpomalení proudu a zároveň nárůstu tlakové energie. [3,4]

Ze znalosti popisu principu jsou na obrázku 2. 2. znázorněny průběhy tlaků a rychlostí celým pracovním prostorem proudového kompresoru. Hnací plyn vstupuje do ejektoru s tlakem p_1 a rychlostí w_1 (oblast 1), po expanzi v dýze (oblast 2) klesne tlak na hodnotu p_2 , což je nižší hodnota, než hodnota tlaku nasávané látky p_0 . Zároveň vzroste rychlost hnacího i hnaného média. Po smíchání ve směšovací komoře a jejím průchodem se dosáhne stavu 3. Rychlost hnacího média klesá, předává rychlost hnanému médiu. V poslední části kompresoru, tj. v difuzoru dojde ke zpětnému navýšení tlaku na hodnotu p_4 . [3]

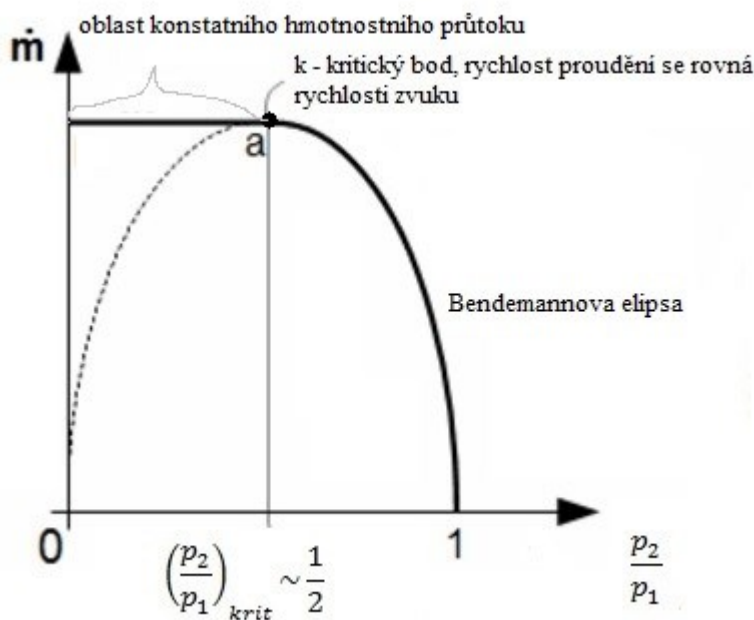


Obr. 4. 2. Průběh tlaků a rychlostí [3]

4.1 Dýza

Dýza je strojní součást, která díky svému tvaru dokáže transformovat energie. Dochází k transformaci tlakové energie (entalpie) na energii kinetickou. Tlak na výstupu z dýzy je řádově nižší a tento tlakový rozdíl je hnacím činitelem kompresoru, potažmo hnacím mechanismem nasávání. Dle redukované charakteristiky dýzy na obrázku 4. 3. můžeme zjistit, že s klesajícím tlakovým poměrem roste hmotnostní průtok až do kritického bodu (přibližná hodnota je 0,5). Kritický tlakový poměr je určen rovnicí (1). Kritický tlakový poměr je takový poměr, kde se dosáhne maximálního průtoku tryskou. Po dosažení kritického tlaku je hmotnostní tok již konstantní. Kritické hodnoty se určují i u ostatních veličin. Je jimi kritická hustota, teplota a rychlost. [8]

Expanze je děj, při kterém prudce klesá teplota plynu.



Obr. 4.3. Redukovaná charakteristika dýzy [12]

$$\left(\frac{p_{krit}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{2}{\kappa+1} \sim \frac{1}{2} \quad [-] \quad (1)$$

Dle rychlosti, která se dosáhne v dýze, lze rozlišit dva typy dýz. Dýza zúžená (podkritická) a dýza Lavalova (nadkritická). Také se využívá označení podzvuková a nadzvuková.

Pro porozumění problematice dýz, je dobré vědět detaily o proudění při vysokých rychlostech. Základní pojem v této problematice je Machovo číslo Ma . To udává poměr mezi rychlostí proudění c a rychlostí zvuku v daném prostředí a , jak je uvedeno v rovnici (2).

Šíření zvuku je provázáno podélným vlněním vzdušiny. Ta se postupně zhušťuje, ředí a šíří se z místa zdroje v kulových vlnách. Zvuk je způsoben tlakovou změnou, vycházející ze zdroje, která je příčinou změny hustoty tekutiny a tedy změnou stavu plynu. Zvuková rychlost je tedy funkcí stavových veličin, kterými jsou Poissonova konstanta κ [–], měrná plynová konstanta r [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] a absolutní (kritická) teplota plynu T [K]. Výpočet rychlosti zvuku je uveden v rovnici (3). [8]

$$Ma = \frac{c}{a} \quad [-] \quad (2)$$

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

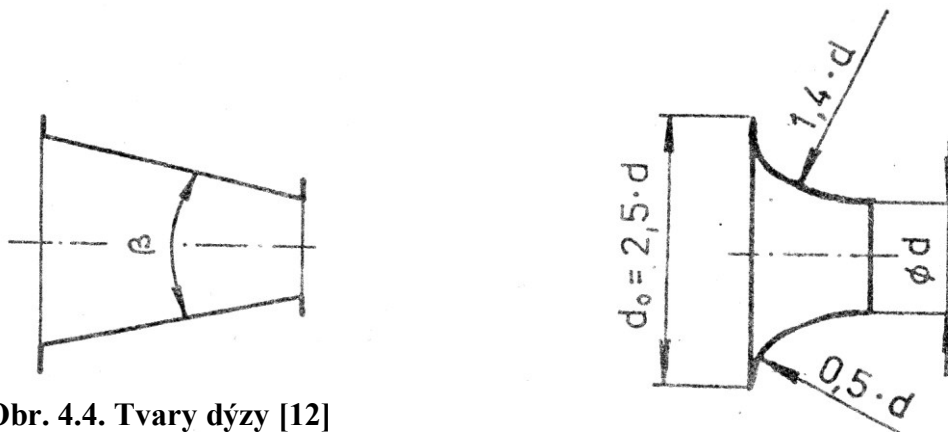
Z rovnice (2) plyne, že když je c menší než a , je rychlost šíření zvuku v daném prostředí $Ma < 1$ a jedná se o podzvukové neboli subsonické proudění. To znamená, že v žádném bodu látky se nedosáhne rychlosti zvuku. [8]

Je-li c rovno a , je rychlost šíření zvuku v daném prostředí $Ma = 1$, látka dosáhne rychlosti zvuku. V rozmezí $0,8 < Ma < 1,2$ dochází k proudění transsonickému čili okolozvukové. Jedná se o přechodový režim. V proudovém poli se mohou body pohybovat nadzvukově, ale v širším okolí je rychlost podzvuková. [8]

V případě, že c je větší než a , je rychlost šíření zvuku v daném prostředí $Ma > 1$ a jedná se o nadzvukové proudění neboli supersonické. Ve všech bodech látky se dosáhne nadzvukové rychlosti. Rázové vlny se vyskytují i ve velkých vzdálenostech od sebe. [8]

4.1.1. Zúžená dýza

Tvarem, kterým proudí médium, je buďto komolý kužel, nebo i jiný tvar, jak lze vidět na obrázku 4.4. Médium, které proudí takto tvarovanou dýzou, je schopno dosáhnout maximálně rychlosti zvuku a to v nejmenším (kritickém) průtokovém průřezu (na samotném konci).



Obr. 4.4. Tvary dýzy [12]

Na výstupu z trysky lze dosáhnout dvou stavů:

- I. Rychlost na výstupu z dýzy přísluší podkritickému nebo přesně kritickému tlakovému poměru – $p_2 > p_{krit}$

Jestliže za výstupem z dýzy nenásleduje navazující kanál, kterým by proud byl oddělen od okolního prostředí, proud se začne zbrzdňovat a promíchávat s okolním vzduchem.

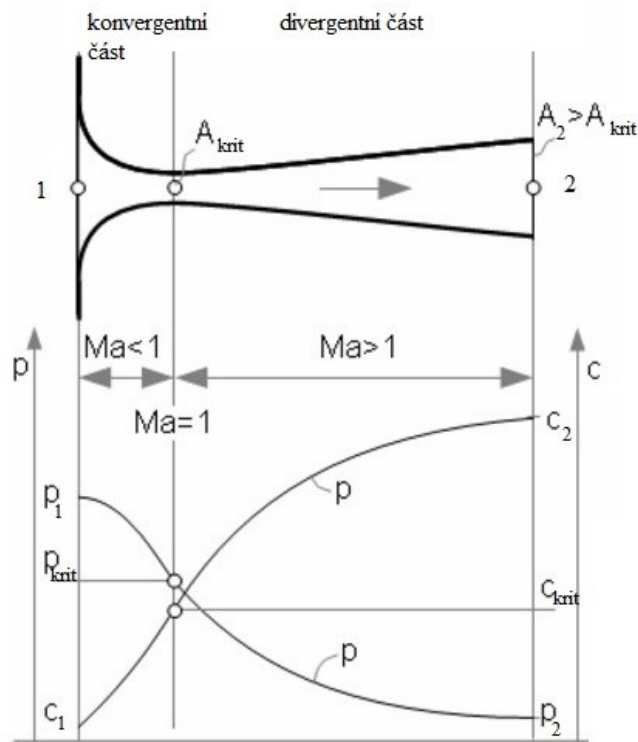
- II. Tlakový poměr je menší než kritický $p_2 < p_{krit}$

Na výstupu z trysky je rychlost přesně zvuková, ale tlak je vyšší než tlak okolí a proto plyn dále expanduje až na rychlost nadzvukovou. Současně roste průtočný průřez vzniklého proudu. Takto rozšířený proud vytváří na okrajích s okolním plynem šikmé rázové vlny – jsou to ztráty, a ty snižují účinnost expanze. Pro zlepšení účinnosti expanze za kritickým průřezem a dosažení trvalé rychlosti zvuku se zúžená dýza prodlužuje o další trysku, která rozšířená.

4.1.2. Lavalova dýza

Pro dosažení nadkritických rychlostí proudění se využívá Lavalova dýza. Jedná se o zúženou dýzu (konvergentní část) prodlouženou o rozšířenou dýzu (divergentní část). Na obr. 4. 5. je schéma možného tvaru Lavalovy dýzy spolu s průběhem rychlostí. V zúžené části se dosáhne podzvukové rychlosti $Ma < 1$, v nejužším (kritickém) průměru se dosáhne rychlosti zvukové $Ma = 1$ a v části divergentní se dosáhne rychlosti nadzvukové $Ma > 1$. Jestliže se však v kritickém průměru nedosáhne rychlosti zvuku, v následujícím toku, přes rozšířenou část, se rychlost proudění zvyšovat nebude, ale vlivem ztrát bude klesat.

Ve skutečnosti, vlivem ztrát, se kritická rychlost dosahuje těsně za kritickým průřezem v rozšiřující části.

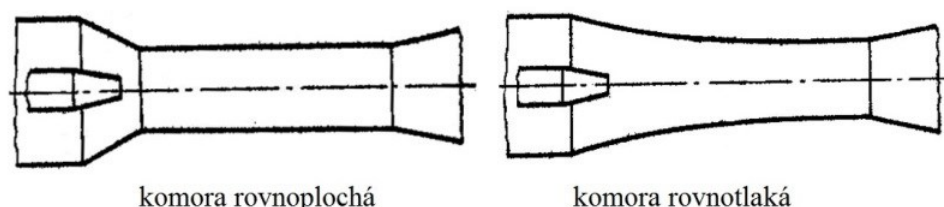


Obr. 4. 5. Lavalova dýza s průběhem rychlostí a tlaků [12]

4.2 Směšovací komora

Ač se to nezdá, směšovací komora plní důležitou funkci. Uskutečňuje se v ní směšování obou proudů a tímto dochází k předání energie z hnacího média k hnanému. Není zde potřeba klikového mechanismu jako u pístových kompresorů nebo lopatkového kola u lopatkových kompresorů. Tento fakt činí z proudového kompresoru konstrukčně snadný přístroj. Nutno však uznat, že směšování způsobuje velké energetické ztráty, a to díky rozdílnému chemickému složení, rychlostí proudění a teplot obou proudů. [5]

Z konstrukčního hlediska rozlišujeme dva druhy směšovacích komor, a to komory rovnoploché (s konstantním průřezem – válcové) a rovnotlaké (s proměnným průřezem). Jsou uvedeny na obrázku 4. 6. Rovnotlaké komory jsou výrobně složitější, tudíž i nákladnější, a proto se ve většině případů používají komory rovnoploché. A však je pravdou, že směšování za konstantního tlaku probíhá s vyšší účinností a také rychleji, což způsobí zkrácení délky komory oproti komoře rovnoploché. [5]



Obr. 4. 6. Tvar směřovací komory

4.3 Difuzor

Difuzor je poslední funkční část proudového kompresoru. I když není přímo nutný pro samotný chod kompresoru, plní důležitou roli v praktickém uplatnění. Dochází v něm k částečné kompresi proudu, tj. navýšení tlakové energie na úkor kinetické energie. To zvyšuje celkovou účinnost kompresoru, která je bez difuzoru značně nízká a následné využití kompresoru v praxi bez něj by bylo podstatně menší.

Ačkoliv difuzor dovede stlačovat tekutiny bez využití pohyblivých částí, jaké jsou potřebné u pístových, šroubových nebo lopatkových kompresorů, účinnost přeměny závisí na řadě parametrů. Jsou to parametry geometrického a aerodynamického charakteru. Mezi geometrické parametry především spadá tvar difuzorového kanálu a drsnost obtékaných stěn. Aerodynamické parametry jsou popsány vstupním proudem a jeho veličinami jako je vstupní rychlostní profil, vstupní turbulence i rotace proudu. Také závisí na fyzikálních vlastnostech tekutiny. Tyto všechny parametry ovlivňují velikost energetických ztrát prouděním difuzorem, které se vytváří především v průběhu směřování jak při vyhlazování nerovnoměrného rychlostního profilu, tak i v oblastech zpětného proudění po odtržení proudu od stěn. U tření tekutiny podél stěn vznikají další ztráty. [5]

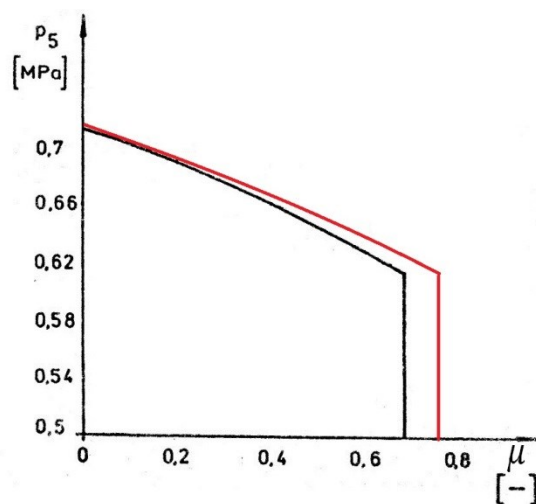
5. Charakteristika proudových kompresorů

Pojem charakteristika značí závislost určitých provozních veličin, ukazující jejich změnu u nenavrhovaných vstupních nebo výstupních parametrů. [5]

Využívají se dva typy charakteristik a to grafická, nebo analytická. U obou možností se určuje závislost výstupního tlaku p_5 (za difuzorem – ve výstupním potrubí) nebo rozdílu tlaku p_5 , na ejekčním součiniteli μ . Tyto charakteristiky se jeví nejúčinnější pro použití při změnách vstupních nebo výstupních parametrů. [5]

Na obr. 5. 1. je grafické znázornění (černou čarou) charakteristiky proudového kompresoru, který slouží pro stlačování vodní páry. Pracovním i nasávaným médiem je vodní pára. Ejekční součinitel je 0,6 a výstupní prostředí o tlaku 0,62 MPa. Z charakteristiky plyne, že s poklesem ejekčního součinitele se zvětšuje výstupní tlak. Jinak také řečeno, že pro nižší požadovaný výstupní tlak, odpovídá větší hodnota ejekčního součinitele, a tím pádem kompresor zpracovává větší množství nasávané látky. V pravé části grafu je strmý úsek. Ten je způsoben vzniklými jevy po dosažení kritických tlakových poměrů. V těchto případech se změna rychlosti neřídí dle rovnice kontinuity, ale dojde k omezení na kritickou hodnotu. [4]

Změřená charakteristika proudového kompresoru podává informace o rozsahu účelného využití.



Obr. 5. 1. Charakteristika proudového kompresoru [4]

Při změně termodynamických veličin (teplota, hustota aj.) se změní i původní charakteristika. Při nárůstu teploty pracovního média a poklesem teploty nasávaného média hodnota ejekčního součinitele roste. Na obrázku 5. 1. je červenou čarou znázorněna nová charakteristika kompresoru. Ta se změnila v důsledku změny teploty prostředí. [5]

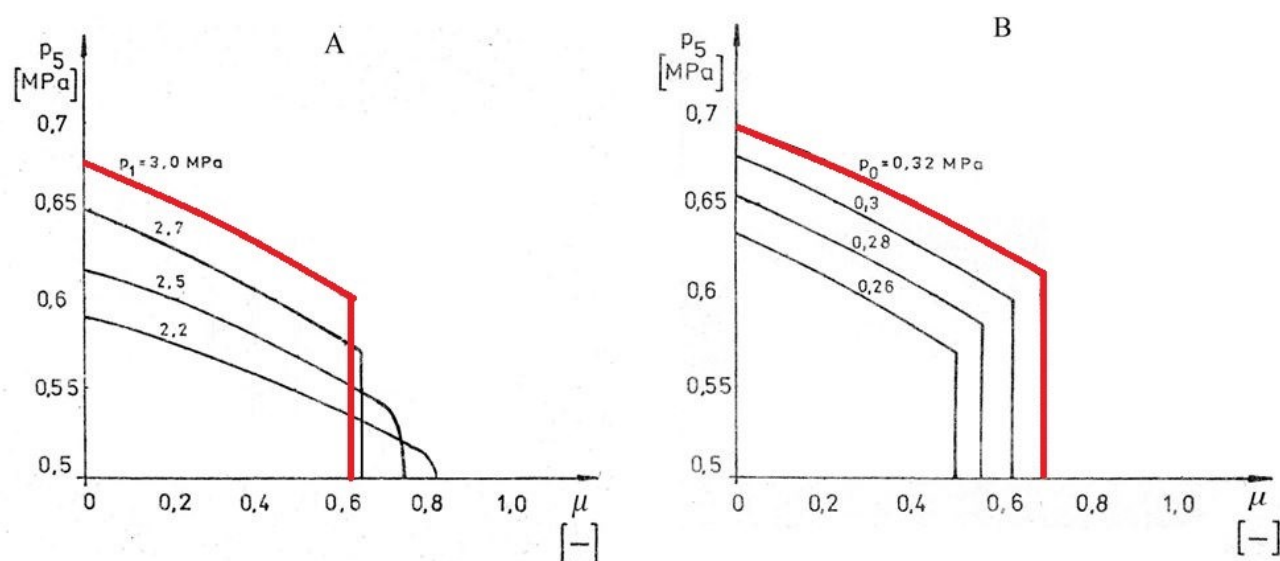
Při změnách geometrie kompresoru nenastávají žádné změny charakteristiky, je-li nový proudový přístroj geometricky podobný původnímu. [5]

Charakteristiky většinou neudávají změnu účinnosti. [5]

6. Regulace proudových kompresorů

Pomocí výpočtu lze kompresor navrhnout pro určité provozní podmínky. Ty však nebývají stálé. V důsledku změn vstupních nebo výstupních parametrů (změna tlaku nasávané látky) nastanou funkční změny, při kterých dochází ke změně (snížení) účinnosti. Tento nedostatek lze zmírnit regulací přístroje. Regulační rozsah je však malý. [4]

Obecně se využívají 2 způsoby regulace. První způsob je regulace škrcením pracovní látky. Při této regulaci se snižuje tlak pracovní látky, přičemž tlak nasávaného média je konstantní. Tento případ znázorňuje obrázek 6. 1., varianta A. Také může nastat situace, kde tlak nasávaného média bude proměnný. Tato charakteristika je uvedena na obrázku 6. 1., varianta B. Červená čára je stav před regulací, čáry následující znázorňují regulační stav daného tlaku. [5]



Obr. 6. 1. Charakteristika regulací [4]

Druhá možnost regulace je změnou průtočné plochy dýzy. Tento případ se příliš nevyužívá, je složitější. Změna charakteristiky je přibližně stejná jako u prvního případu regulace. [5]

Existuje však zvláštní případ regulace. Jedná se o více paralelně zapojených kompresorů, které se najíždí podle provozních potřeb. Při této regulaci se u nestálých podmínek dosahuje nejvyšších účinností stroje. [5]

7. Účinnost proudových kompresorů

Účinností se obecně rozumí poměr dvou energií – vstupní a výstupní, lépe řečeno poměr využité energie k přivedené (4).

$$\eta = \frac{\eta_{vyu\check{z}}}{\eta_{p\check{r}iv}} \quad (4)$$

Použití tohoto vzorce pro proudový kompresor je složitější, než je tomu u jiných kompresorů (pístových či turbokompresorů). Problém lze spatřit v rozdílném pojetí určení využité energie v kompresoru. Z tohoto důvodu chybí přesná definice účinnosti, která by dokázala srovnat odlišné typy proudových kompresorů s jinými kompresory či čerpadly.

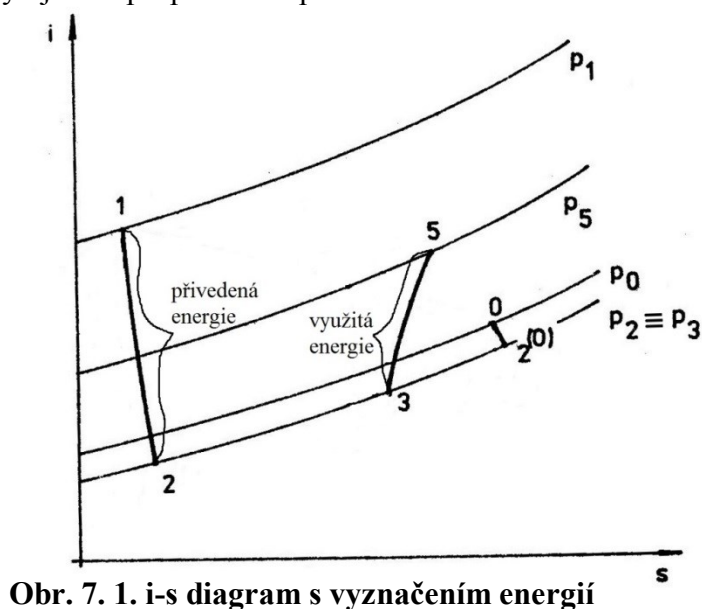
Účinnost (5) lze definovat jako poměr energie potřebné ke kompresi proudu nasávané látky k energii přivedené v pracovní látce. V tomto případě se nezahrnuje zpětné využití přivedené energie (v proudu pracovní látky) ke kompresi. [4]

$$\eta = \mu \cdot \frac{i_5 - i_3}{i_1 - i_2} \quad (5)$$

Následující vzorec (6) již počítá se zpětným využitím energie ke kompresi

$$\eta' = \mu \cdot \frac{i_5 - i_3}{(i_1 - i_2) - (i_5 - i_3)} \quad (6)$$

Pro lepší představu udávám na obrázku 7. 1. i – s diagram se zaznačenými energiemi vyskytující se při práci kompresoru.



Mimo účinnost, jakožto hlavní parametr pro posouzení dokonalosti stroje, lze kompresor hodnotit např. podle velikosti součinitele ejekce nebo podle nárůstu tlaku nasávaného média.

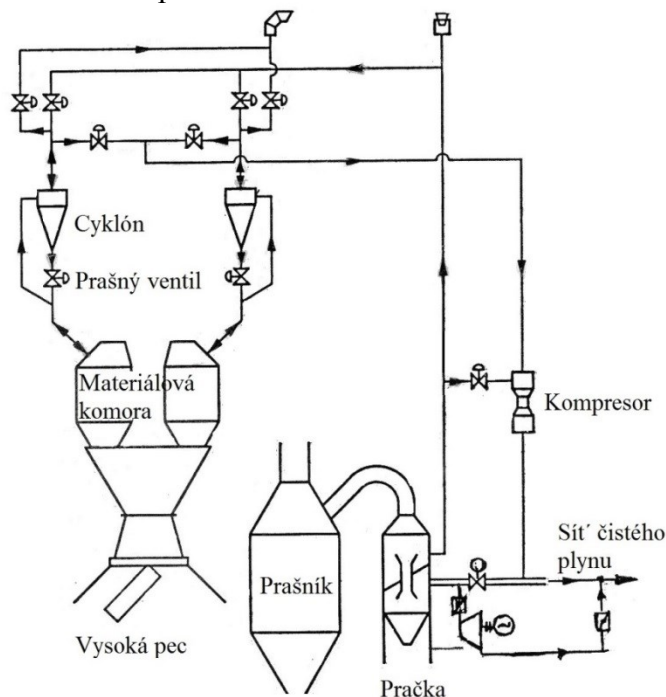
8. Návrh proudového kompresoru

8.1. Aplikace proudového kompresoru pro odsávání VP

Kompresor je možno použít k odsávání vysokopecního plynu při vyrovnávání tlaku v materiálových komorách (na hodnotu barometrického tlaku). „Při vypouštění se znečištěný VP obsažený v materiálové komoře nejprve čistí v cyklónu, expanduje v potrubním systému a je proudovým kompresorem nasáván a dopravován do hlavního řádu VP plynu.“ V cyklónu se odloučený prach přes prašný ventil dostává zpět do materiálové komory. Na obrázku 8. 1. je schéma pro odsávání VP plynu, kde pracovní látkou je již vyčištěný VP z prašníku a prvního stupně pračky. [4]

Kompresor také může sloužit k odsávání plynu při plnění vysoké pece vsázkou, kde dochází k úniku VP do okolí a může ohrozit pracovní prostředí hutního provozu (plyn obsahuje zdraví škodlivé tuhé i plynné emise). [4]

Pracovní látkou v mém případě je přehřátá pára, která je dostupná v areálu závodu a potrubím je přiváděna do kompresoru.



Obr. 8. 1. Schéma zapojení kompresoru v závodu [4]

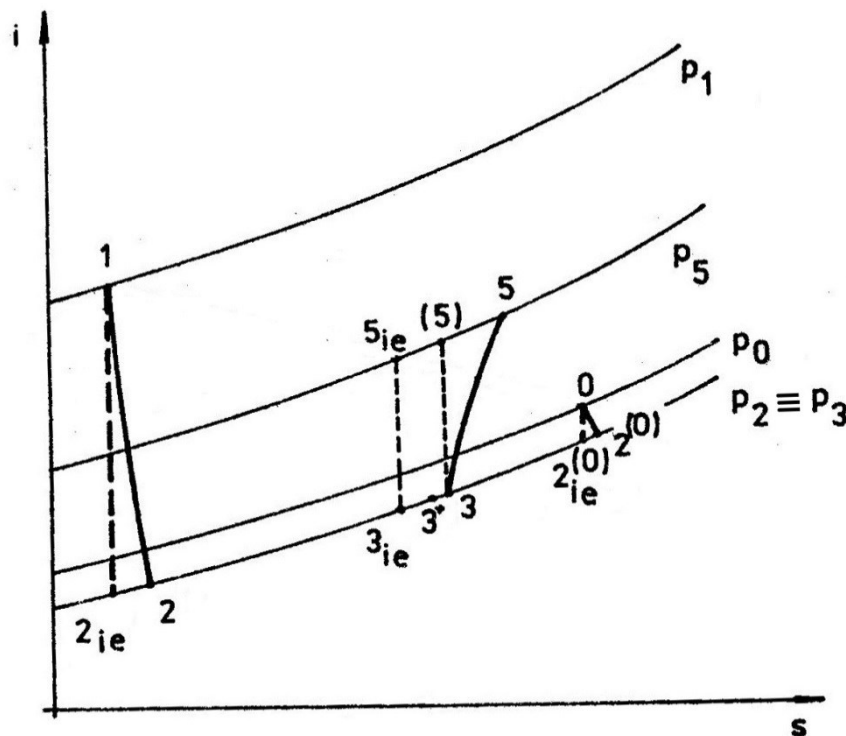
8.2. Výpočet

Pro zjištění tabulkových hodnot používám počítačový software EES a uvedenou literaturu.

Všechny tlaky, které jsou používány při výpočtu, musí být absolutní, tedy i s připočítáním p_n .

8.2.1 Určení bodů pro i-s diagram ideálního kompresoru

i-s diagram na obr. 8. 2. znázorňuje všechny uskutečňované děje při práci kompresoru. Charakteristika bodů a dějů je popsána v následující kapitole. Pro ideální kompresor platí hodnoty s dolním indexem ie – izoentropické, tzn. bez ztrát. Hodnoty bez indexu, jsou hodnoty pro skutečný kompresor, který je počítán v kapitole 8. 2. 8.



Obr. 8. 2. i-s diagram proudového kompresoru [4]

• bod 1

Bod 1 v i-s diagramu (obr. 8. 2.) představuje stav pracovního média (přehřátá pára) před vstupem do dýzy, čili před expanzí. Přehřátá pára má přetlak 18 barů a teplotu 285 °C.

$$p_{1_d\acute{a}no} = 18 \text{ [bar]} = 1\,800\,000 \text{ [Pa]}$$

$$p_1 = p_{1_d\acute{a}no} + p_n = 1\,800\,000 + 101\,325 = 1\,901\,325 \text{ [Pa]}$$

$$t_1 = 285 \text{ [}^\circ\text{C]} \Rightarrow T_1 = 553,15 \text{ [K]}$$

Z těchto hodnot pomocí EES určím entalpii, entropii, hustotu. Pro výpočet Poissonovy konstanty (8) a měrné plynové konstanty (7) je nadále potřeba zjistit měrné tepelné kapacity jak za stálého tlaku, tak i za stálého objemu.

$$i_1 = 2\,980 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_1 = 6,713 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\rho_1 = 7,892 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

$$c_p = 2,362 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}; \quad c_v = 1,714 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$r = c_p - c_v \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7)$$

$$r = 2\,362 - 1\,714 = 648 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad [-] \quad (8)$$

$$\kappa = \frac{2\,362}{1\,714} = 1,378 \text{ [-]}$$

• bod 2_{ie}

Bod 2_{ie} představuje stav pracovního média po izoentropické expanzi v dýze. Tlak p_2 , respektive přetlak za dýzou je volen na 90 000 Pa. Izoentropická expanze je vlastně adiabatická expanze bez ztrát. Izoentropická teplota (10) se vyjádří ze vzorce pro adiabatickou stavovou změnu (9). Expanze je provázena prudkým poklesem teploty. Z tlaku a entropie pomocí EES zjistím entalpii.

$$s_2 = s_1 = 6,713 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$p_{2_voleno} = 90\,000 \text{ [Pa]}$$

$$p_2 = p_{2_voleno} + p_n = 90\,000 + 101\,325 = 191\,325 \text{ [Pa]}$$

$$\frac{T_{2ie}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (9)$$

$$T_{2ie} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad [K] \quad (10)$$

$$T_{2ie} = 553,15 \cdot \left(\frac{191\,325}{1\,901\,325}\right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 294,61 \text{ [K]} \Rightarrow t_{2ie} = 21,46 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$i_{2ie} = 2\,536 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

• bod 3_{ie}

Body 3_{ie} znázorňuje v i-s diagramu stav po konci míšení obou proudů ve směšovací komoře.

Entalpie se počítá z rovnice energetické bilance, která vyjadřuje rovnost celkových energií (11). Neznámá je rychlost proudění ve směšovací komoře, ta je vypočtena až následně v kapitole 8. 2. 4. v rovnici (42). Druhá neznámá je rychlost proudění na výstupu z dýzy, ta je vypočtena v kapitole 8. 2. 3. v rovnici (32).

$$c_2^{(1)} \equiv c_{2,ie} = 942,46 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$m_0 \cdot \left(i_2^{(0)} + \frac{1}{2} c_2^{(0)2}\right) + m_{1,ie} \cdot \left(i_{2,ie} + \frac{1}{2} c_2^{(1)2}\right) = m_{1,ie} + m_0 \cdot i_{3,ie} + \frac{1}{2} c_3^2 \quad (11)$$

$$i_{3,ie} = \frac{m_0 \cdot \left(i_2^{(0)} + \frac{1}{2} c_2^{(0)2}\right) + m_{1,ie} \cdot \left(i_{2,ie} + \frac{1}{2} c_2^{(1)2}\right)}{m_0 + m_{1,ie}} - \frac{1}{2} c_{3,ie}^2 \quad (12)$$

[J · kg⁻¹]

$$i_{3,ie} = \frac{0,5 \cdot \left(60\,000 + \frac{1}{2} \cdot 20^2\right) + 0,027 \cdot \left(2\,536\,000 + \frac{1}{2} \cdot 942,46^2\right)}{0,5 + 0,027} - \frac{1}{2} \cdot 67,23^2$$

$$= 205\,423 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Další stavové veličiny jako teplota, tlak a hustota jsou shodné jako v bodě 2_{ie}.

$$p_3 = p_2 = 191\,325 \text{ [Pa]}$$

$$T_{3,ie} = T_{2,ie} = 191\,325 \text{ [Pa]}$$

• bod 5_{ie}

Bodem 5_{ie} se rozumí konečný stav smíšeného proudu (pracovní látka + nasávaná látka) za poslední částí kompresoru – difuzorem, bez ztrát. Tlak za difuzorem, tedy tlak výstupního prostředí je zadán. Teplota se vypočte opět z adiabatické stavové změny z poměrů tlaků (13). U komprese teplota roste. Entalpie a entropie se dá určit z tlaku a teploty (EES). Předpokládám, že vychází pouze mokrá pára.

$$p_{5,dáno} = 170\,000 \text{ [Pa]}$$

$$p_5 = p_{5,dáno} + p_n = 170\,000 + 101\,325 = 271\,325 \text{ [Pa]}$$

$$T_{5,ie} = T_1 \cdot \left(\frac{p_5}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad [K] \quad (13)$$

$$T_{5,ie} = 553,15 \cdot \left(\frac{271\,325}{1\,901\,325}\right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 324,24 \text{ [K]} \Rightarrow t_{5,ie} = 51,09 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$i_{5,ie} = 214,123 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

• bod 0 a 2_{ie}⁽⁰⁾

Bod 0 je v i-s diagramu stav nasávané látky (vysokopecního plynu) proudící v přívodním potrubí. Je znám hmotnostní průtok, teplota, a přetlak. Z tabulek [10] zjistím hustotu při 0°C a 40°C a měrnou tepelnou kapacitu při 40°C. Ze stavové rovnice (14) vypočítám měrnou plynovou konstantu. Následně ze vzorce (15) vypočtu měrnou plynovou kapacitu za stálého objemu. Poissonova konstanta se vypočte již ze známého vztahu (8).

$$\dot{m}_0 = 0,5 [kg \cdot s^{-1}]$$

$$t_0 = 40 [^{\circ}C] \Rightarrow T_0 = 313,15 [K]$$

$$p_{0_d\acute{a}no} = 101\,500 [Pa]$$

$$p_0 = p_{0_d\acute{a}no} + p_n = 101\,500 + 101\,325 = 202\,825 [Pa]$$

$$\rho_0^{0^{\circ}C} = 1,3277 [kJ \cdot m^{-3}] \quad \rho_0^{40^{\circ}C} = 1,1581 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$c_{p,0} = 1,4227 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$r = \frac{p_n}{\rho_n \cdot T_n} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (14)$$

$$r_0 = \frac{p_n}{\rho_0^{0^{\circ}C} \cdot T_n} = \frac{101\,325}{1,3277 \cdot 273,15} = 279,4 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$c_v = c_p - r [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (15)$$

$$c_{v,0} = c_{p,0} - r = 1422,7 - 279,4 = 1\,143,3 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$\kappa_0 = \frac{c_{p,0}}{c_{v,0}} = \frac{1\,422,7}{1\,143,3} = 1,244 [-]$$

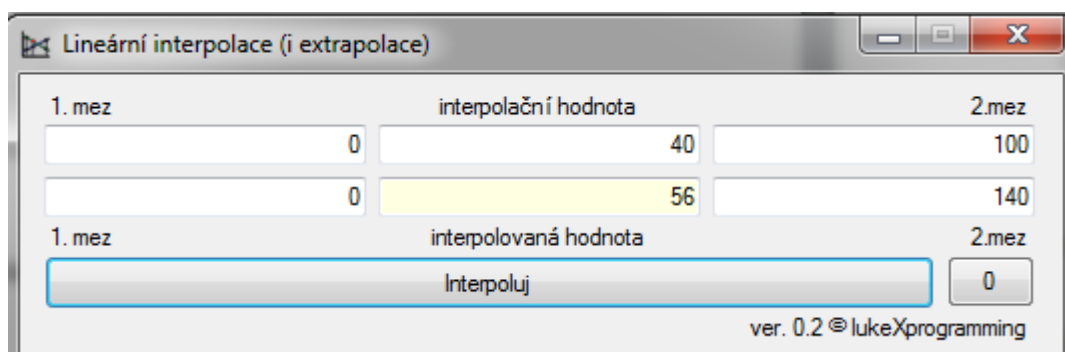
Z tabulek [11] zjistím entalpii pro vysokopecní plyn o teplotě 40°C. V tabulce jsou pouze hodnoty pro 0°C a 100°C, tudíž musím provést lineární interpolaci, abych zjistil entalpii při 40°C. Pro interpolaci využiji software Lineární interpolace, řešení je uvedeno na obr. 8. 3. Jelikož jednotka v tabulkách není vhodná, musím ji přenásobit hustotou plynu o dané teplotě (16).

$$i_0^{0^{\circ}C} = 0 [kJ \cdot m^{-3}] \quad i_0^{40^{\circ}C} = 140 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_0^* = 56 [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_0 = i_0^* \cdot \rho_0^{40^{\circ}C} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (16)$$

$$i_0 = 56 \cdot 1,1581 = 64,85 [kJ \cdot kg^{-1}]$$



Obr. 8. 3. Interpolace

Nasávané médium se díky expanzi pracovního média v dýze dostane do pohybu a proudí do kompresoru. Tento děj je také expanze, a proto můžu vypočítat izoentropickou teplotu po expanzi (17). V i-s diagramu je to bod 2_{ie}^0 . Entalpie po expanzi volím, mírně klesne.

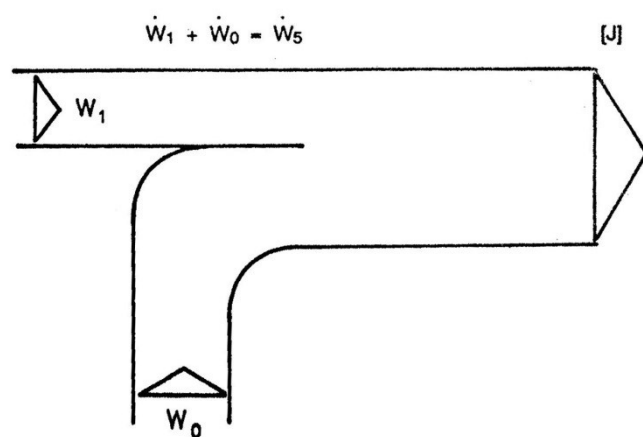
$$T_{2,ie}^{(0)} = T_0 \cdot \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa_0-1}{\kappa_0}} [K] \quad (17)$$

$$T_{2,ie}^{(0)} = 313,15 \cdot \left(\frac{191\,325}{202\,825}\right)^{\frac{1,244-1}{1,244}} = 309,58 [K] \Rightarrow t_{2,ie}^{(0)} = 36,43 [^{\circ}C]$$

$$i_2^{(0)} = 60 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

8.2.2 Výpočet hmotnostního toku pracovního média pro ideální kompresor

Teoretický hmotnostní tok pracovního média (19) se určí ze základní energetické bilance (18), v které lze zanedbat kinetické energie. Na levé straně rovnice jsou vstupující energetické toky, na pravé straně je vystupující energetický tok. Pro představu uvádím Sankeyův diagram proudů energií na obrázku 8. 4.



Obr. 8. 4. Sankeyův diagram proudů energií [4]

$$\dot{m}_{1,ie} \cdot i_1 + \dot{m}_0 \cdot i_0 = (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0) \cdot i_{5ie} \quad (18)$$

$$\dot{m}_{1,ie} = \dot{m}_0 \cdot \frac{i_{5,ie} - i_0}{i_1 - i_{5,ie}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (19)$$

$$\dot{m}_{1,ie} = 0,5 \cdot \frac{214\,000 - 64\,850}{2\,980\,000 - 214\,000} = 0,027 [kg \cdot s^{-1}]$$

8.2.3 Výpočet dýzy

V prvé řadě se určí kritické hodnoty média proudící dýzou – teplota (20), tlak (21), rychlost (22) a hustota (23).

$$T_{KR} = T_1 \cdot \frac{2}{\kappa+1} \quad [K] \quad (20)$$

$$T_{KR} = 553,15 \cdot \frac{2}{1,378 + 1} = 465,21 [K]$$

$$p_{KR} = p_1 \left(\frac{T_{KR}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad [Pa] \quad (21)$$

$$p_{KR} = 1\,901\,325 \cdot \left(\frac{465,21}{553,15} \right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 1\,813\,124 [Pa]$$

$$c_{kr} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{KR}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (22)$$

$$c_{KR} = \sqrt{1,378 \cdot 648 \cdot 465,21} = 644,54 [m \cdot s^{-1}]$$

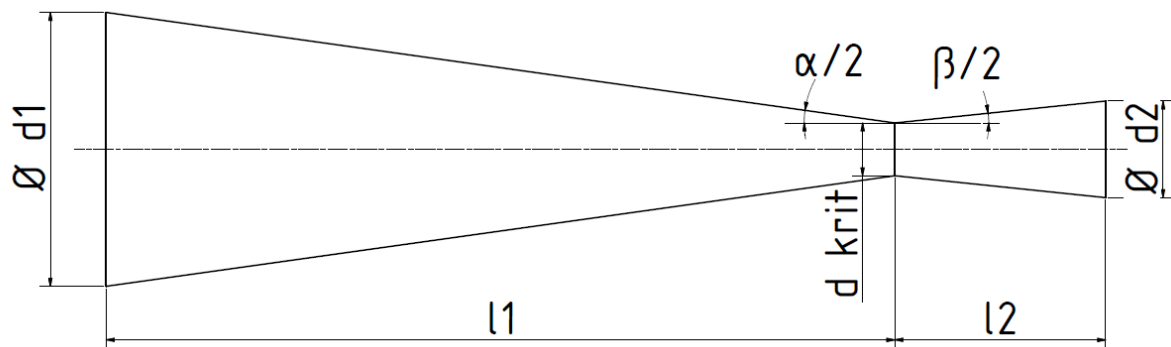
$$\rho_{KR} = \left(\frac{T_{KR}}{T_1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \rho_1 \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (23)$$

$$\rho_{KR} = \left(\frac{465,21}{553,15} \right)^{\frac{1}{1,378-1}} \cdot 7,892 = 4,99 [kg \cdot m^{-3}]$$

Poměrem výstupního tlaku se vstupním (24) lze určit typ dýzy. Zdali poměr vyjde menší než 0,5, použitá dýza bude Lavalova. Na obrázku 8. 5. je schéma průtokového tvaru Lavalovy dýzy.

$$\frac{p_2}{p_1} <, > \frac{1}{2} \quad (24)$$

$$\frac{191\,325}{1\,901\,325} = 0,1 \Rightarrow 0,1 < \frac{1}{2} \Rightarrow \text{Lavalova dýza}$$



Obr. 8. 5. Tvar Lavalovy dýzy

Základní rovnice, z které se vychází, je rovnice kontinuity (25). Z ní se vyjádří kritický průřez (26). Vzorec (26) vynásobím hodnotou 100^3 (tato operace bude uplatněna i při výpočtu dalších obsahů) z důvodu výsledné hodnoty v mm^2 . Nakonec se vypočte kritický průměr (27).

$$\dot{m}_{1,ie} = S_{kr} \cdot c_{kr} \cdot \rho_{Kr} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (25)$$

$$S_{KR} = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{c_{KR} \cdot \rho_{KR}} \cdot 100^3 \quad [\text{mm}^2] \quad (26)$$

$$S_{KR} = \frac{0,027}{644,54 \cdot 4,99} \cdot 100^3 = 8,39 [\text{mm}^2]$$

$$d_{KR} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{KR}}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (27)$$

$$d_{KR} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,39}{\pi}} = 3,27 [\text{mm}]$$

Vstupní průměr dýzy se vypočte analogicky jako průměr kritický. Rychlost proudění pracovního média v potrubí se pohybuje v rozmezí $10 - 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Volím $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$c_1 = 15 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_{1,ie} = S_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (28)$$

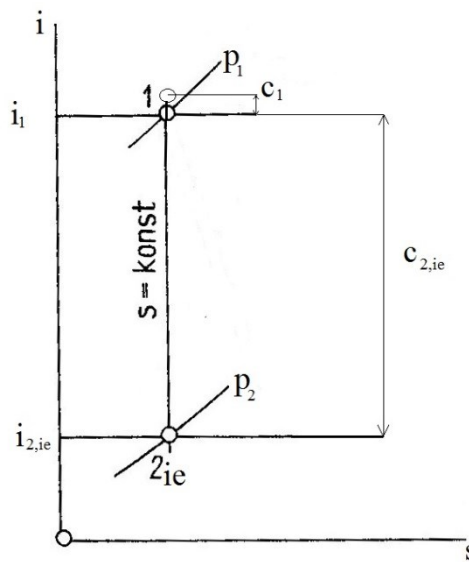
$$S_1 = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{c_1 \cdot \rho_1} \cdot 100^3 \quad [\text{mm}^2] \quad (29)$$

$$S_1 = \frac{0,027}{15 \cdot 7,892} \cdot 100^3 = 227,95 [\text{mm}^2]$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \quad [mm] \quad (30)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 227,95}{\pi}} = 17,04 [mm]$$

Do rovnice kontinuity (25) potřebuji rychlost proudění na výstupu z dýzy. Tu vypočtu z rovnice celkových energií. (31). Na obrázku 8. 6. je zobrazena izoentropická expanze.



Obr. 8. 6. Izoentropická expanze

$$h_1 + \frac{1}{2} c_1^2 = h_{2,ie} + \frac{1}{2} c_{2,ie}^2 \quad (31)$$

$$c_{2,ie} = \sqrt{c_1^2 + 2 \cdot (h_1 - h_{2,ie})} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (32)$$

$$c_{2,ie} = \sqrt{15^2 + 2 \cdot (2\,980\,000 - 2\,536\,000)} = 942,46 [m \cdot s^{-1}]$$

Dále potřebuji vědět hustotu látky po expanzi. Tu zjistím ze stavové rovnice (33). Následně se určí plocha průřezu (35) a výstupní průměr dýzy (36).

$$\rho_{2,ie} = \frac{p_2}{r \cdot T_{2,ie}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (33)$$

$$\rho_{2,ie} = \frac{191\,325}{648 \cdot 294,61} = 1,002 [kg \cdot m^{-3}]$$

$$\dot{m}_{1,ie} = S_2 \cdot c_2 \cdot \rho_{2,ie} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (34)$$

$$S_2 = \frac{m_{1,ie}}{c_{2,ie} \cdot \rho_{2,ie}} \cdot 100^3 \quad [mm^2] \quad (35)$$

$$S_2 = \frac{0,027}{942,46 \cdot 1,002} \cdot 100^3 = 28,57 [mm^2]$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} \quad [mm] \quad (36)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 28,57}{\pi}} = 6,03 [mm]$$

$$\frac{S_1}{S_2} > 4 \quad [-] \quad (37)$$

$$\frac{227,95}{28,57} \cong 8 \Rightarrow 8 > 4 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ze znalostí všech 3 průměrů, lze vypočítat délky jednotlivých částí dýzy, tj. délka konvergentní (38) a divergentní části (39). Vrcholový úhel u kuželového zúžení volím 16° a vrcholový úhel u kuželového rozšíření volím 12° .

Na obrázku 8. 7. je schéma průtokového tvaru Lavalovy dýzy včetně vypočtených rozměrů. Součástí přílohy je výrobní výkres dýzy.

$$\alpha = 16 [^\circ]$$

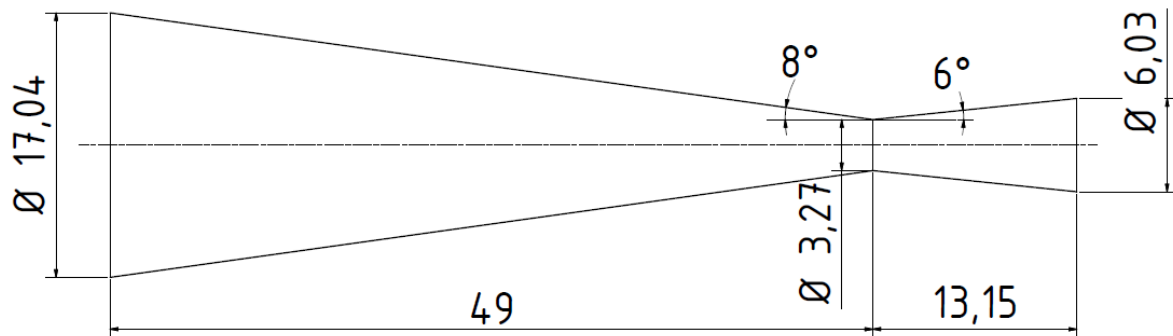
$$\beta = 12 [^\circ]$$

$$l_1 = \frac{d_1 - d_{KR}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad [mm] \quad (38)$$

$$l_1 = \frac{17,04 - 3,27}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{16}{2}\right)} = 49 [mm]$$

$$l_2 = \frac{d_2 - d_{KR}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right)} \quad [mm] \quad (39)$$

$$l_2 = \frac{6,03 - 3,27}{2 \cdot \tan\left(\frac{12}{2}\right)} = 13,15 \text{ [mm]}$$



Obr. 8. 7. Schéma navržené Lavalovy dýzy

8.2.4 Výpočet směšovací komory

Výpočet průměru směšovací komory vychází z rovnice kontinuity (40). Rychlost proudění ve směšovací komoře se dá vyjádřit z rovnice hybnosti proudů látek (41). Rychlost proudění nasávaného média se volí v rozmezí $10 - 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Volím $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. I přes míšení ve směšovací komoře předpokládám zjednodušující parametr, tj. že tlak, teplota i hustota za dýzou, na vstupu i výstupu směšovací komory, jsou stejné.

$$c_2^{(0)} = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$p_2 = p_3 = p_4 = 191\,325 \text{ [Pa]}$$

$$T_2 = T_3 = T_4 = 294,61 \text{ [K]}$$

$$\rho_{2,ie} = \rho_{3,ie} = \rho_{4,ie}$$

$$\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie} = S_3 \cdot c_{3,ie} \cdot \rho_{3,ie} \quad (40)$$

$$\dot{m}_0 \cdot c_2^{(0)} + \dot{m}_{1,ie} \cdot c_{2,ie} = (\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie}) \cdot c_{3,ie} \quad (41)$$

$$c_{3,ie} = \frac{m_0 \cdot c_2^{(0)} + m_{1,ie} \cdot c_{2,ie}}{m_0 + m_{1,ie}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (42)$$

$$c_{3,ie} = \frac{0,5 \cdot 20 + 0,027 \cdot 942,46}{0,5 + 0,027} = 67,23 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$S_2 = \frac{m_0 + m_{1,ie}}{c_{3,ie} \cdot \rho_{3,ie}} \cdot 100^3 \quad [mm^2] \quad (43)$$

$$S_3 = \frac{0,5 + 0,027}{67,23 \cdot 1,002} \cdot 100^3 = 7821,46 [mm^2]$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} \quad [mm] \quad (44)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 7821,46}{\pi}} = 99,8 [mm] \approx 100 [mm]$$

Délka směřovací se vypočte ze vzorce (45), který je stanoven experimentálně a mělo by být dosaženo vhodného míšení.

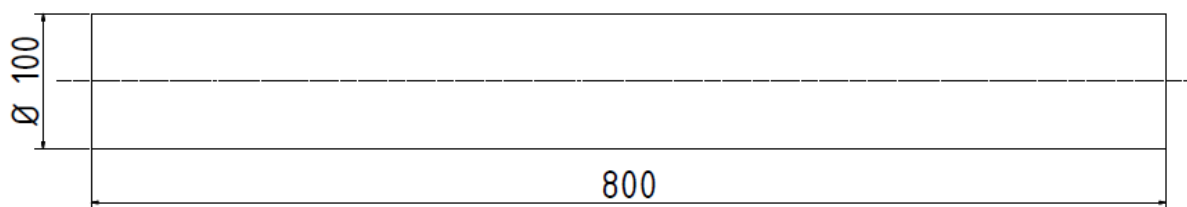
$$l_3 = 8 \cdot d_3 \quad [mm] \quad (45)$$

$$l_3 = 8 \cdot 100 = 800 [mm]$$

Vliv na funkci celého kompresoru má odstup dýzy od směšovací komory, tzv. přesah. K jeho stanovení se doporučuje tento vztah (46). Délka reálného přesahu se určuje až při provozu kompresoru. To je umožněno díky nastavitelné poloze dýzy. Schématické znázornění směšovací komory je zobrazeno na obrázku 8. 8.

$$t_l = 0,77 \cdot d_3 \quad [mm] \quad (46)$$

$$t_l = 0,77 \cdot 100 = 77 [mm]$$



Obr. 8. 8. Schéma směšovací komory

8.2.5 Výpočet difuzoru

Difuzor přesně navazuje na směšovací komoru, tudíž vstupní průměr je znám. Zbývá dopočítat výstupní průměr (50) a délku difuzoru (51). Vychází se z rovnice kontinuity na výstupu z difuzoru (47).

Rychlost proudění za difuzorem respektive ve výstupním potrubí je volená hodnota v rozmezí $10 - 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Volím hodnotu $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$c_5 = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie} = S_5 \cdot c_5 \cdot \rho_5 \quad (47)$$

$$S_5 = \frac{\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie}}{c_5 \cdot \rho_5} \cdot 100^3 \quad [\text{mm}^2] \quad (48)$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{r \cdot T_{5,ie}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (49)$$

$$\rho_5 = \frac{271\,325}{648 \cdot 324,24} = 1,291 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$S_5 = \frac{0,5 + 0,027}{15 \cdot 1,291} \cdot 100^3 = 27\,205,64 \text{ mm}^2$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_5}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (50)$$

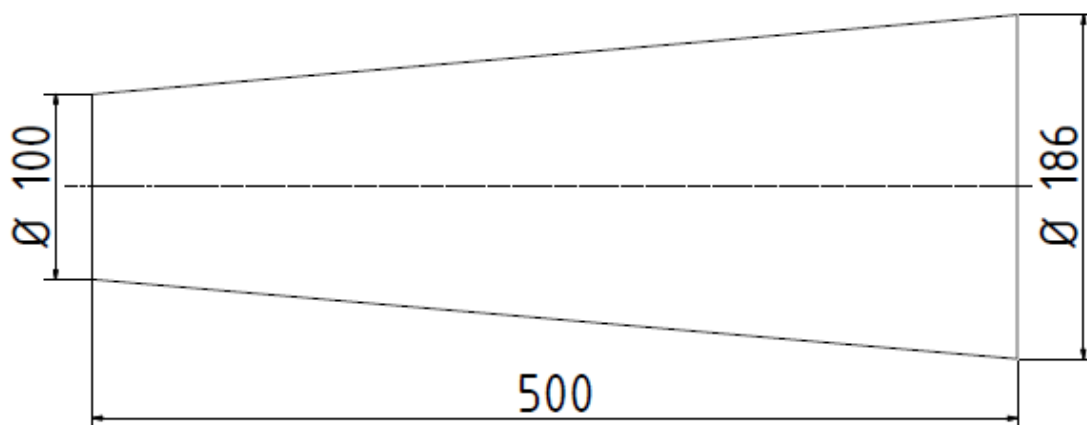
$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 27\,205,64}{\pi}} = 186,12 \text{ mm} \approx 186 \text{ mm}$$

Délka difuzoru se spočítá analogicky jako délka rozšiřující části Lavalovy dýzy. Vrcholový úhel se volí v rozmezí $6^\circ - 10^\circ$. Volím 10° . Schéma difuzoru je na obrázku 8. 9.

$$\gamma = 10 [^\circ]$$

$$l_5 = \frac{d_5 - d_3}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad [\text{mm}] \quad (51)$$

$$l_5 = \frac{186 - 99,8}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 493,35 \text{ [mm]} \approx 500 \text{ [mm]}$$



Obr. 8. 9. Schéma difuzoru

8.2.6 Výpočet přívodních potrubí

Výpočet z rovnice kontinuity (52). Přívodní potrubí pracovního média je přímo napojeno na dýzu a musí mít tedy stejný průměr. Přívodní potrubí nasávané látky je vedeno do hlavy kompresoru.

- přívodní potrubí pracovního média**

$$m_{1,ie} = S_{PP} + c_1 + \rho_1 \quad (52)$$

$$S_{PP} = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{c_1 \cdot \rho_1} \cdot 100^3 \quad [\text{mm}^2] \quad (53)$$

$$S_{PP} = \frac{0,027}{15 \cdot 7,892} \cdot 100^3 = 227,95 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$d_{PP} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PP}}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (54)$$

$$d_{PP} = \sqrt{\frac{4 \cdot 227,95}{\pi}} = 17,04 \text{ [mm]} \approx 17 \text{ [mm]}$$

- **přívodní potrubí nasávaného média**

Rychlost nasávaného média je voleno v rozmezí $10 - 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Volím $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$c_1^{(0)} = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$m_0 = S_{PP}^{(0)} + c_1^{(0)} + \rho_0^{40^\circ\text{C}} \quad (55)$$

$$S_{PP}^{(0)} = \frac{\dot{m}_0}{c_1^{(0)} \cdot \rho_0^{40^\circ\text{C}}} \cdot 100^3 \quad [\text{mm}^2] \quad (56)$$

$$S_{PP}^{(0)} = \frac{0,5}{20 \cdot 1,1581} \cdot 100^3 = 21\,587,08 [\text{mm}^2]$$

$$d_{PP}^{(0)} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{PP}^{(0)}}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (57)$$

$$d_{PP}^{(0)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21\,587,08}{\pi}} = 165,8 [\text{mm}] \approx 166 [\text{mm}]$$

8.2.7 Výpočet výstupního potrubí

Výpočet z rovnice kontinuity (58). Výstupní potrubí je přímo napojeno difuzor a musí mít tedy stejný průměr.

$$\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie} = S_5 \cdot c_5 \cdot \rho_5 \quad (58)$$

$$S_5 = \frac{\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie}}{c_5 \cdot \rho_5} \cdot 100^3 \quad [\text{mm}^2] \quad (59)$$

$$S_5 = \frac{0,5 + 0,027}{15 \cdot 1,291} \cdot 100^3 = 27\,205,64 [\text{mm}^2]$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_5}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (60)$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 27\,205,64}{\pi}} = 186,12 [\text{mm}] \approx 186 [\text{mm}]$$

8.2.8 Skutečný kompresor

Pro skutečný kompresor neplatí idealizující podmínky. Vyskytují se ztráty, které jsou způsobeny jednak nedokonalostí konstrukce, tak i hydraulickými ztrátami související s proudícími látkami. Diagram pro skutečný kompresor je uveden na obrázku 8. 2. v kapitole 8. 2. 1.

Hmotnost tok pracovní látky bude větší, než hmotnostní tok pracovní látky za ideálních podmínek (61). Nově vypočtený hmotnostní tok (62) bude právě navýšen o vzniklé ztráty. Z rovnice plyne, že musím zjistit novou hodnotu entalpie na konci kompresoru.

$$\dot{m}_1 > \dot{m}_{1,ie} \quad (61)$$

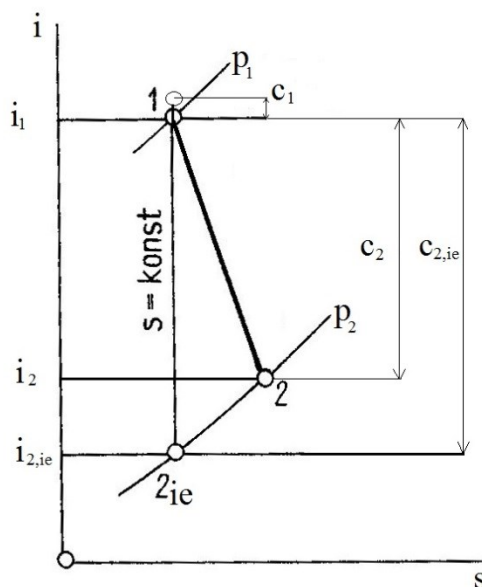
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \cdot \frac{i_5 - i_0}{i_1 - i_5} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (62)$$

• Expanze v dýze

Expanze pracovního média nebude ukončena v bodě 2_{ie} (s příslušnou entalpií $i_{2,ie}$), jako izoentropická změna, nýbrž v bodě 2 (s novou příslušnou entalpií), jako změna adiabatická, jak je zobrazeno na obrázku 8. 10. Tlak zůstane shodný.

Transformace energie v dýze se uskutečňuje s 90% účinností. Vzorec (31) bude rozšířen o účinnost expanze. Pomocí této účinnosti se je možno vyjádřit rovnicí rozdílů entalpií. (64). Vyjádřím skutečnou entalpii po expanzi (65). Nakonec se vypočte energetická ztráta (66).

$$\eta_{ex} = 0,9 [-]$$



Obr. 8. 10. Expanze v dýze [12]

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 + 2 \cdot (i_1 - i_{2,ie}) \cdot \eta_{ex}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (63)$$

$$c_2 = \sqrt{15^2 + 2 \cdot (2\,980\,000 - 2\,536\,000) \cdot 0,9} = 894,10 \, [m \cdot s^{-1}]$$

$$i_1 - i_2 = \eta_{ex} \cdot (i_1 - i_{2,ie}) \quad (64)$$

$$i_2 = i_1 - [\eta_{ex} \cdot (i_1 - i_{2,ie})] \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (65)$$

$$i_2 = 2\,980\,000 - [0,9 \cdot (2\,980\,000 - 2\,536\,000)] = 2\,580\,400 \, [J \cdot kg^{-1}]$$

$$i_2 = 2\,580,4 \, [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$\Delta i_2 = i_2 - i_{2,ie} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (66)$$

$$\Delta i_2 = 2\,580,4 - 2536 = 44,4 \, [kJ \cdot kg^{-1}]$$

• Směšovací komora

Ve směšovací komoře probíhá míšení obou proudů. Dochází k přenosu části energie pracovní látky látce nasávané. Tento jev způsobuje ztráty. Ztráty kinetické energie svou velikostí převyšují ztráty třecí, a jsou tedy rozhodující.

➤ Ztráta míšením

Výsledná rovnice pro ztráty kinetické energie míšením (X) se odvodí z řešení dvou rovnic – impulsová rovnice pro izobarické míšení a energetická rovnice pro shodné teploty $T_2 = T_2^{(0)}$.

$$E_{z,sm} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_0 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie}} \cdot (c_2 - c_2^{(0)})^2 \quad [J] \quad (67)$$

$$E_{z,sm} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,5 \cdot 0,027}{0,5 + 0,027} \cdot (894,1 - 20)^2 = 9\,781,11 \, [J]$$

Změna entropie se vypočte tímto vztahem (68). Změna entropie se vynášší do i – s diagramu a dostane se bod 3*.

$$\Delta S_{z,sm} = \frac{E_{z,sm}}{T_3 \cdot (\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie})} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (68)$$

$$\Delta S_{z,sm} = \frac{9\,781,11}{294,61 \cdot (0,5 + 0,027)} = 63,0 \, [J \cdot kg^{-1}]$$

➤ Tlaková ztráta

Tlaková ztráta se určí z rovnice (69). Nutno však přepočítat rychlost proudění na skutečnou hodnotu (70). Součinitel tření λ volen z tabulek.

$$\lambda = 0,03 [-]$$

$$E_{z,tl} = \frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{(c_3)^2}{2} \quad [J] \quad (69)$$

$$c_3 = \frac{m_0 \cdot c_2^{(0)} + m_{1,ie} \cdot c_2}{m_0 + m_{1,ie}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (70)$$

$$c_3 = \frac{0,5 \cdot 20 + 0,027 \cdot 894,1}{0,5 + 0,027} = 64,76 [m \cdot s^{-1}]$$

$$E_{z,tl} = 0,03 \cdot \frac{800}{100} \cdot \frac{64,76^2}{2} = 503,25 [J]$$

Změna entropie se vypočte obdobným vzorcem (71) jako v předchozím případě. Hodnota změna entropie se připočítává k bodu 3* a zjistí se bod 3.

$$\Delta S_{z,tl} = \frac{E_{z,tl}}{T_3 \cdot (\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie})} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (71)$$

$$\Delta S_{z,tl} = \frac{503,25}{294,61 \cdot (0,5 + 0,027)} = 3,24 [J \cdot kg^{-1}]$$

Skutečná entalpie (72) se vypočte dle stejného vzorce (x). Lišit se však bude entalpie 2, rychlost proudění za dýzou a rychlost proudění ve směšovací komoře. Hodnoty budou skutečné, nikoli izoentropické.

$$i_3 = \frac{m_0 \cdot \left(i_2^{(0)} + \frac{1}{2} \cdot c_2^{(0)2}\right) + m_{1,ie} \cdot \left(i_2 + \frac{1}{2} \cdot c_2^2\right)}{m_0 + m_{1,ie}} - \frac{1}{2} \cdot c_3^2 \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (72)$$

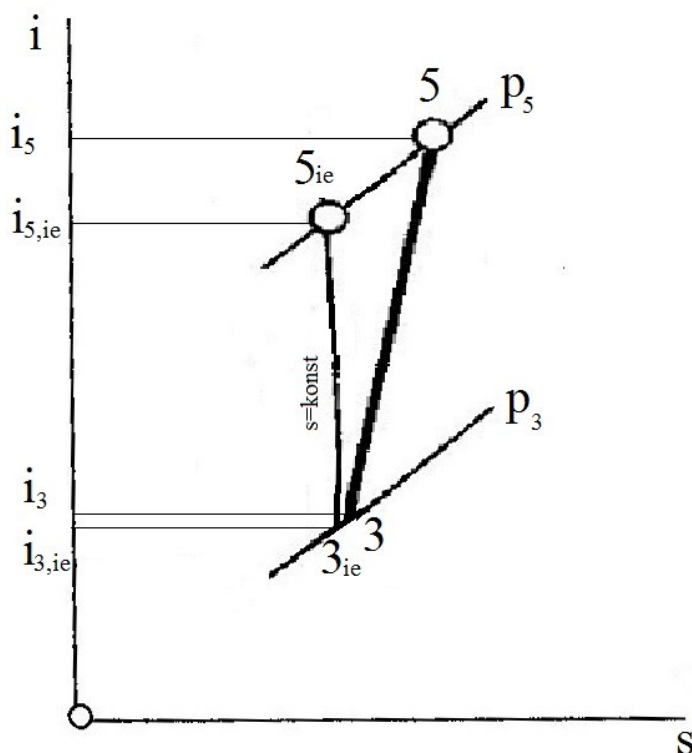
$$i_3 = \frac{0,5 \cdot \left(60\,000 + \frac{1}{2} \cdot 20^2\right) + 0,027 \cdot \left(2\,580\,400 + \frac{1}{2} \cdot 894,1^2\right)}{0,5 + 0,027} - \frac{1}{2} \cdot 64,76^2$$

$$= 205\,738 [J \cdot kg^{-1}]$$

$$i_3 = 205,738 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

- **Difuzor**

Skutečné entalpie 5 (74) se vyjádří z rovnice (73). Transformace energie v difuzoru se uskutečňuje se 65% účinností. Nakonec se vypočte energetická ztráta (75). Diagram komprese se zaznačenými entalpiemi je uveden na obrázku 8. 11.



8. 11. i-s diagram komprese

$$\eta_{dif} = 0,65 [-]$$

$$i_5 - i_3 = \frac{i_{5,ie} - i_{3,ie}}{\eta_{dif}} \quad (73)$$

$$i_5 = \frac{i_{5,ie} - i_{3,ie}}{\eta_{dif}} + i_3 \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (74)$$

$$i_5 = \frac{214\,123 - 205\,423}{0,65} + 205\,738 = 219\,123 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

$$i_5 = 219,123 \text{ [k]} \cdot kg^{-1}$$

$$\Delta i_5 = i_5 - i_{5,ie} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (75)$$

$$\Delta i_5 = 219\,123 - 214\,123 \cong 5 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

• Hmotnostní tok pracovního média

Jak bylo uvedeno na začátku této kapitoly, cílem bylo zjistit skutečný hmotnostní tok pracovního média (76).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \cdot \frac{i_5 - i_0}{i_1 - i_5} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (76)$$

$$\dot{m}_1 = 0,5 \cdot \frac{219\,123 - 64\,850}{2\,980\,000 - 219\,123} = 0,028 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Ejekční součinitel (77) udává poměr hmotnostních toků nasávané a pracovní látky.

$$\mu = \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_1} \quad [-] \quad (77)$$

$$\mu = \frac{0,5}{0,028} = 17,9 \cong 18 \quad [-]$$

8.3. Účinnost kompresoru

Viz. kapitola 7.

$$\eta = \frac{\dot{m}_0 \cdot (i_5 - i_3)}{\dot{m}_1 \cdot (i_1 - i_2)} \quad [-] \quad (78)$$

$$\eta = \frac{0,5 \cdot (219\,123 - 205\,738)}{0,028 \cdot (2\,980\,000 - 2\,580\,400)} = 0,6 \quad [-]$$

$$\eta \cong 60 \text{ [%]}$$

$$\eta' = \frac{\dot{m}_0 \cdot (i_5 - i_3)}{\dot{m}_1 \cdot [(i_1 - i_2) - (i_5 - i_3)]} \quad [-] \quad (79)$$

$$\eta' = \frac{0,5 \cdot (219\,123 - 205\,738)}{0,028 \cdot [(2\,980\,000 - 2\,580\,000) - (219\,123 - 205\,738)]} = 0,62 \quad [-]$$

$$\eta' \cong 62 [\%]$$

$$\eta'' = \frac{(\dot{m}_0 + \dot{m}_1) \cdot (i_5 - i_3)}{\dot{m}_1 \cdot (i_1 - i_2)} \quad [-] \quad (80)$$

$$\eta'' = \frac{(0,5 + 0,028) \cdot (219\,123 - 205\,738)}{0,028 \cdot (2\,980\,000 - 2\,580\,400)} = 0,633 \quad [-]$$

$$\eta'' \cong 63,3 [\%]$$

8.4.Souhrnné parametry proudového kompresoru

Pro souhrn vypočtených i zadaných hodnot udávám tento přehled.

Pracovní látka:		přehřátá pára
přetlak:	1,8	MPa
teplota :	285	°C
hmotnostní tok:	0,028	$kg \cdot s^{-1}$
rychlost v potrubí:	15	$m \cdot s^{-1}$
Nasávaná látka:		vysokopecní plyn
přetlak:	101,5	kPa
teplota:	40	°C
hmotnostní tok:	0,5	$kg \cdot s^{-1}$
rychlost v potrubí:	20	$m \cdot s^{-1}$
Dýza:		Lavalova
tlak po expanzi:	90	kPa
teplota po expanzi:	21,46	°C
vstupní průměr dýzy:	17,04	mm

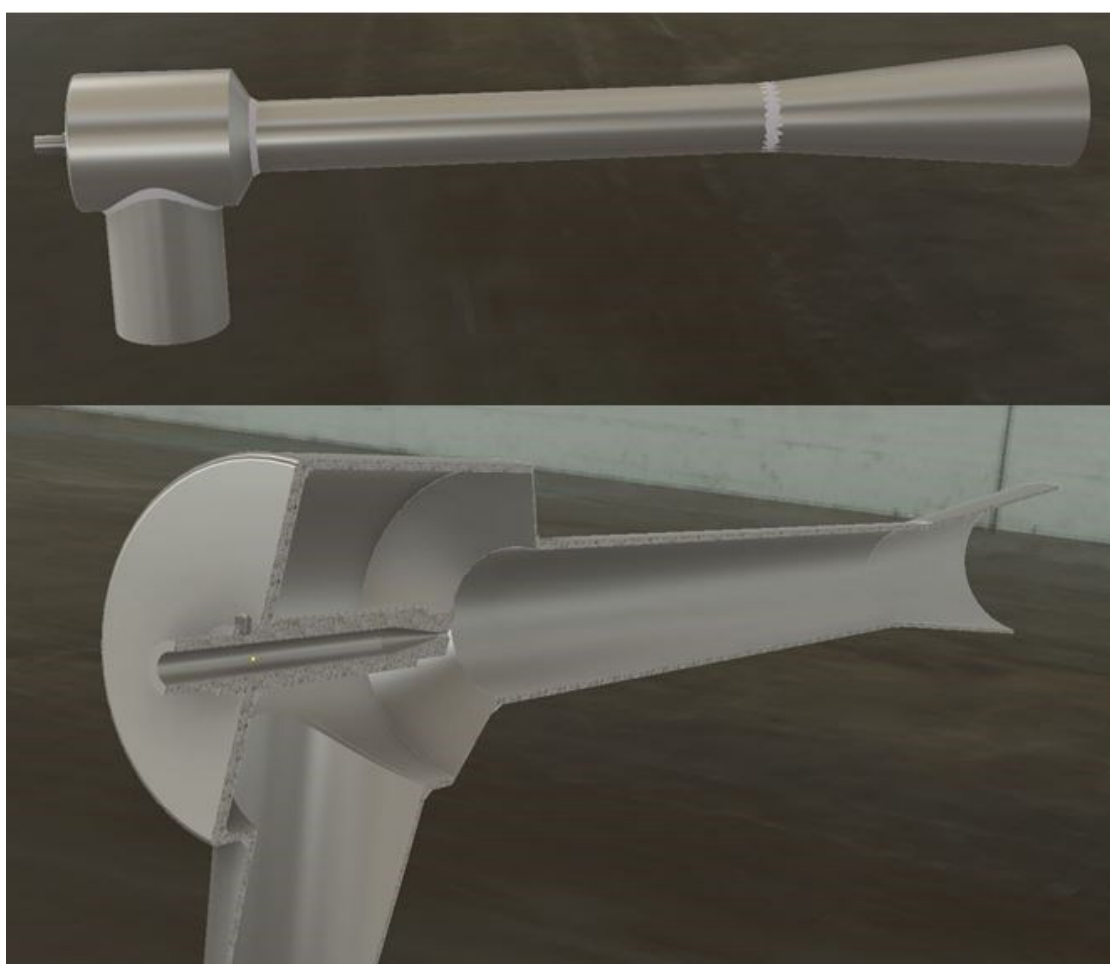
kritický průměr dýzy:	3,27	mm
výstupní průměr dýzy:	6,03	mm
celková délka:	62,15	mm
rychlost proudu na výstupu:	894,1	$m \cdot s^{-1}$
Směšovací komora: válcová		
rychlost na výstupu:	64,76	$m \cdot s^{-1}$
průměr komory:	100	mm
délka:	800	mm
Přesah:	77	mm
Difuzor: rozšiřující se		
vstupní průměr:	100	mm
výstupní průměr:	186	mm
délka:	493	mm
Výstupní prostředí: výstupní potrubí		
přetlak:	170	kPa
rychlost v potrubí:	15	$m \cdot s^{-1}$

8.5. Konstrukce kompresoru

Součástí přílohy jsou výrobní výkresy a výkresy sestav kompresoru.

Nastavitelná poloha dýzy je řešena závitem a je uložena v pouzdře. Referenční vzdálenost je 77 mm od směšovací komory, jak bylo vypočteno vztahem [46]. Maximální posunutí dýzy vůči směšovací komoře je 30 mm na každou stranu, tj. směrem od směšovací komory nebo ke směšovací komoře.

Na obrázku 8. 12. je zobrazen můj model kompresoru a pohled v řezu. Je vyroben z plechu tloušťky 5 mm a jednotlivé části jsou k sobě svařeny.



Obr. 8. 12. Model proudového kompresoru

9. Závěr

Předmětem diplomové práce byl návrh proudového kompresoru pro odsávání vysokopecního plynu z materiálových komor vysoké pece. Nasávaným médiem je tedy vysokopecní plyn o daných parametrech, tj. teplota, tlak a hmotností průtok. Pracovním médiem je přehřátá pára o daných parametrech, tj. teplota a tlak. Zde je hmotností průtok je vypočten.

Výpočtu předcházela teoretická část práce. Stručně je popsána výroba železa ve vysoké peci. Při tomto procesu vzniká vysokopecní plyn, který je nasávaným médiem. Následuje již detailnější popis samotného proudového kompresoru a jeho jednotlivých funkčních částí. Je popsána dýza jak zúžená, tak i Lavalova, směšovací komora a difuzor. Zmíněna je i charakteristika proudového kompresoru, s kterou je spjata regulace. Poslední kapitola v teoretické části je věnována účinnosti.

Návrh a určení rozměrů jednotlivých částí kompresoru předcházet výpočet. Ten je založen na metodě určení všech bodů v i-s diagramu proudového kompresoru. Body jsou nejdříve určovány v ideálním stavu, tzn. že probíhající stavové změny jsou izoentropické. Po zjištění potřebných bodů lze navrhnout rozměry dýzy, směšovací komory a difuzoru. Navrhnutá dýza je Lavalova, která zajistí nadkritické proudění a dosáhnutí nadzvukové rychlosti. U směšovací komory užívám zjednodušující předpoklad. Ten spočívá v konstantním tlaku při průchodu válcovou směšovací komorou. Fakticky však tlak ve válcové komoře mírně klesá.

Ze znalostí entalpií lze vypočítat teoretický hmotnostní průtok hnacího média. U skutečného kompresoru se vyskytují ztráty. O tuto ztrátovou energii je nutno navýšit množství pracovního média. Po zahrnutí ztrát se změní entalpie a vypočte se skutečný hmotnostní tok pracovní látky.

10. Seznam použité literatury

- [1] [http://www.mzp.cz/www/ippc.nsf/60AEC86BD6C4B42FC12570B600385CF4/\\$file/Stru%C4%8Dn%C3%A9_shrnut%C3%AD_VPT%C5%BD.doc](http://www.mzp.cz/www/ippc.nsf/60AEC86BD6C4B42FC12570B600385CF4/$file/Stru%C4%8Dn%C3%A9_shrnut%C3%AD_VPT%C5%BD.doc).
- [2] LAPČÍK, Vladimír. Výrobní a environmentální technologie [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2009 [cit. 2017-02-10]. ISBN 978-80-248-1960-0.
- [3] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [4] KOLARČÍK, Kamil. Proudové kompresory: Určeno pro posl. 4. roč. fak. stroj. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1994. ISBN 80-7078-212-9.
- [5] HIBŠ, Miroslav. Proudové přístroje. 2., přepracované vyd. Praha: SNTL, nakl. technické literatury, 1981.
- [6] KRÉT, Ján. Základy teorie a technologie výroby železa a oceli [online]. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013 [cit. 2017-03-15]. ISBN 978-80-248-3354-5.
- [7] https://cs.wikipedia.org/wiki/Vysok%C3%A1_pec
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. Efekty při proudění vysokými rychlostmi, *Transformační technologie*, 2006-01, [last updated 2016-04-05]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/39.html>.
- [9] SÝKORA, Karel. Technická termodynamika. Praha: SNTL, 1963.
- [10] HAŠEK, Pavel. Tabulky pro tepelnou techniku. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1980.
- [11] BÁLEK, Stanislav. Tepelně technické tabulky a diagramy. Ostrava, 1984.
- [12] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par tryskami, *Transformační technologie*, 2006-02, [last updated 2017-03-23]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/40.html>. English version: Flow of gases and steam through nozzles. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_40.html.

11. Seznam příloh

Příloha A: 01 – Proudový kompresor – sestavný výkres

Příloha B: 02 – Dýza – výrobní výkres

Příloha C: 03 – Přechodová komora – výrobní výkres

Příloha D: 04 – Směšovací komora – výrobní výkres

Příloha E: 05 – Difuzor – výrobní výkres

Příloha F: 06 – Přívodní potrubí nasávaného média – výrobní výkres

Příloha G: 07 – Hlava – sestavný výkres

Příloha H: 08 – Tělo hlavy – výrobní výkres

Příloha I: 09 – Čelo hlavy – výrobní výkres

Příloha J: 10 – Pouzdro – výrobní výkres